

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Měření a modelování statických charakteristik proudění vody
ve ventilu

Measurement and Modeling of Static Characteristics
of Water Flow in Valve

Student :

Bc. Adam Nevřela

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jana Jablonská, Ph.D.

Ostrava

2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Adam Nevřela**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **2302T043 Hydraulika a pneumatika**

Téma: **Měření a modelování statických charakteristik proudění vody ve ventilu**
Measurement and Modeling of Static Characteristics of Water Flow in Valve

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte metodiku měření statických charakteristik ventilu a měření kavitace, definujte matematické modely.
2. Popište obvod pro měření statických charakteristik proudění vody ve ventilu a proveďte měření.
3. Vytvořte geometrii modelu, navrhnete vhodnou síť pro modelování a proveďte numerické modelování 3D úlohy pro různé polohy uzavíracího členu.
4. Sestrojte ztrátovou charakteristiku v závislosti na poloze uzavíracího členu.
5. Proveďte zhodnocení úlohy a porovnání s experimentálním měřením.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] ROČEK, J. *Průmyslové armatury*. Praha: Informatorium, 2002, 204 s.
- [2] ČSN EN 1267 *Průmyslové armatury – Měření průtokových ztrát s použitím vody jako zkušební tekutiny*. 2012.
- [3] ČSN EN 60534-2-3 *Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2-3: Průtok – Zkušební postupy*. 1999.
- [4] MIKULA, J. a kol. *Potrubí a armatury*. Praha: SNTL Praha, 1974, 585 s.
- [5] KOLÁŘ, V. *Hydraulika průmyslových armatur*. 1. vyd. Praha: SNTL Praha, 1963, 652 s.
- [6] Kol. autorů. *Regulační armatury*. 4. vydání, LDM, spol. s r.o., 2006. 166 s.
- [7] KOZUBKOVÁ, M. *Matematické modely kavitace a hydraulického rázu*. Monografie. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009. 130 s. ISBN 978-80-248-2043-9.
- [6] SINGHAL, A. K., ATHAVALE, M. M., LI, H., JIANG, Y. Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model. In *Journal of Fluids Engineering*. Vol. 124, 2002, s. 617-624.
- [7] NOSKIEVIČ, J. a kol. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: SNTL Praha, 1989. 336 s.
- [8] VINOPAL, S.; KOLÁŘ, V. *Hydraulika průmyslových armatur*. Praha: SNTL Praha, 1963. 650 s.
- [9] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. 1997.
- [10] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. 1996.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jana Jablonská, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15.5.2016

.....
.....

podpis studenta

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce paní Ing. Janě Jablonské, Ph.D. za cenné odborné rady, připomínky a za čas, který mi věnovala při konzultacích. Také bych chtěl poděkovat mým rodičům a rodině, za jejich dlouhodobou podporu během studia a v neposlední řadě mým nejbližším přátelům.

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu užití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 15.5.2016


.....
podpis

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NEVRELA, A. *Měření a modelování statických charakteristik proudění vody ve ventilu: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 70s. Vedoucí práce: Jablonská, J.

Práce se zabývá laboratorním měřením a numerickou simulací proudění vody v regulačním ventilu VG40 PN160 od výrobce ARMATURY GROUP a.s. Nachází se zde komplexní rešerše, kde jsou definovány základní součinitele, charakteristiky regulačních ventilů. Na základě norem je určena metodika pro měření statických charakteristik a kavitace. Pro numerické modelování jsou v další části popsány matematické modely turbulence. V praktické části bylo provedeno laboratorní měření dle normy IEC 60534-2-3, kdy byl ventil změřen na několika zdvizích kuželky, a na každém zdvihu bylo nastaveno několik průtokových stupňů. Z naměřených hodnot byla stanovena statická charakteristika ventilu a součinitele. Výsledky laboratorního měření sloužily k definování okrajových podmínek v numerické simulaci v programu ANSYS – FLUENT. Pro simulace je zde popsána metodika modelování a v závěru práce se nachází vzájemné porovnání výsledků simulace s experimentálním měřením.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

NEVRELA, A. *Measurement and Modeling of Static Characteristics of Water Flow in Valve*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 70s. Leader: Jablonská, J.

Thesis deals with laboratory measurement and numeric simulation of water in control valve VG40 PN160 developed by company ARMATURY GROUP a.s. It contains a comprehensive survey of the literature, defining main factors, static characteristic of control valve. According to the standards, methodology of measuring static characteristics and cavitation was described. In the next section, mathematical models and turbulence are identified for numerical modeling. In laboratory measurements according to standard IEC 60534-2-3, the valve was measured at several strokes, where on each stroke had set several flow. Static characteristics and coefficients were determined from measured values, which served to define the boundary conditions in numerical simulation performed in ANSYS – FLUENT. Also the simulation methodology was described for this topic. In conclusion, this work compares the results of simulations and laboratory measurements.

Obsah

Seznam použitého značení	10
1 Úvod.....	12
2 Regulační a neregulační armatury.....	13
2.1 Konstrukce regulačních ventilů	13
2.2 Regulační armatura	14
2.3 Základní vztahy pro výpočet regulačních ventilů	15
2.3.1 Průtokový součinitel.....	15
2.3.2 Převody průtokových součinitelů	16
2.3.3 Další důležité součinitele.....	17
3 Charakteristiky regulačních ventilů	20
3.1 Pracovní charakteristika.....	20
3.2 Průtočná charakteristika.....	21
3.2.1 Lineární průtočná charakteristika	22
3.2.2 Rovnoprocentní průtočná charakteristika	23
3.2.3 Parabolická průtočná charakteristika.....	24
3.2.4 Charakteristika neregulačního (uzavíracího) ventilu.....	24
3.3 Metody stanovení statických charakteristik.....	26
3.3.1 Zkušební úsek	27
3.3.2 Podmínky pro měření	28
3.4 Metody měření kavitace.....	30
3.4.1 Kavitační číslo	31
4 Matematické modely turbulence	35
4.1 Metody matematického modelování turbulentního proudění	36
4.2 Metoda časového středování.....	36
4.2.1 Boussinesquova hypotéza.....	37
5 Laboratorní měření armatury	39
5.1 Specifikace obvodu a prvků.....	39

5.1.1	Prvky obvodu.....	40
5.2	Průběh měření	42
5.3	Vyhodnocení	43
6	Sestavení výpočtového modelu.....	47
6.1	Tvorba geometrie v modulu Design Modeler	47
6.2	Tvorba sítě v modulu Mesh	49
6.3	Nastavení modulu Fluent	52
6.3.1	Výpočet okrajových podmínek.....	54
6.4	Vyhodnocení numerických simulací	56
7	Porovnání numerické simulace a laboratorního měření	60
	Závěr.....	65
	Použitá literatura	68

Seznam použitého značení

Značka	Název veličiny	Jednotka
A_v	průtokový součinitel	$[m^2]$
C_v	průtokový součinitel	$[gal.min^{-1}]$
c	rychlost proudění	$[m.s^{-1}]$
d	průměr potrubí	$[mm]$
F_F	součinitel tvaru potrubí	$[-]$
F_L	součinitel regenerace tlaku	$[-]$
G_k, G_b	je produkce turbulentní kinetické energie	$[kg.m^{-1}.s^{-3}]$
h, z	zdvih armatury	$[mm]$
H	poměrný zdvih	$[-]$
h_{100}, z_{100}	maximální zdvih armatury	$[-]$
k_v	průtokový součinitel	$[m^3.h^{-1}]$
k_{v100}, k_{vs}	průtokový součinitel při maximálním otevření	$[m^3.h^{-1}]$
k_{vr}	průtokový součinitel referenční armatury	$[m^3.h^{-1}]$
l	délkové měřítko	$[m]$
l_3	minimální dovolené délkové rozměry	$[m]$
l_4	minimální dovolené délkové rozměry	$[m]$
m	sklon charakteristiky	$[^\circ]$
n	sklon rovnoprocentní charakteristiky	$[^\circ]$
N_l	konstanta	$[-]$
N_{25}	konstanta	$[-]$
p_1	tlak na vstupu	$[Pa]$
p_2	tlak na výstupu	$[Pa]$
p_v	tlak nasycených par kapaliny	$[Pa]$

P_v	autorita ventilu	[-]
Q_m	hmotnostní tok	[kg.m ⁻²]
Q_{mt}	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_v, Q	objemový průtok	[m ³ .h ⁻¹]
R	odporový součinitel	[-]
S	průtočná plocha	[m ²]
S_s	průtočná plocha mezi kuželkou a sedlem ventilu	[m ²]
S_v	regulační poměr	[-]
S_{v0}	teoretický regulační poměr	[-]
X, Y	opravné koeficienty	[-]
Δp	tlakový spád	[Pa]
φ_a	objemový zlomek vzduchu v kapalině	[%]
ζ	místní odporový součinitel	[-]
κ	adiabatický exponent	[-]
μ	dynamická viskozita	Pa.s
μ_t	turbulentní viskozita	Pa.s
μ_v	výtokový součinitel	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ρ_o	hustota při 15° C	[kg.m ⁻³]
σ	kavitační číslo	[-]
v	měrný objem	[m ³ .kg ⁻¹]
ϕ	poměrný průtokový součinitel	[-]

Indexy:

min	minimální
max	maximální
sim	simulace

1 Úvod

Uzavírací a regulační armatury jsou dnes téměř nejdůležitějšími prvky v systémech sloužících pro dopravu medií jako je voda, vodní pára, plyny a jiné látky, které se používají převážně v energetice, chemickém průmyslu a dalších odvětvích. Pro lepší porozumění a možnost vývoje těchto prvků nám dnes slouží počítačové CFD systémy (Computational Fluid Dynamics), které mají dnes stále větší význam vzhledem k jejich běžnému používání v mnoha průmyslových procesech. A to zejména z toho důvodu, že přesná numerická simulace nám umožňuje mnohem lepší přehled o tom, co se v takovém prvku při proudění děje, ve srovnání s laboratorním měřením. Příkladem jsou nežádoucí jevy jako je kavitace nebo flashing, které mohou být v některých případech těžko měřitelné, hlavně z hlediska lokalizace a příčiny vzniku.

V této práci jsem se věnoval laboratornímu měření a numerické simulaci proudění za účelem stanovení statických charakteristik v regulačním ventilu DN40 PN160 s modifikovanou kuželkou od firmy ARMATURY GROUP a.s. Zadavatel má zájem o měření průtokových charakteristik $\Delta p - Q$ na hydraulickém obvodu v prostorech Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení VŠB-TUO, který byl sestaven v roce 2014 ve spolupráci se zadavatelem. V práci se budu zabývat průzkumem všech dostupných literatur, které mi poskytnou dostatečný informační přehled pro zpracování rešerše a správné provedení laboratorního měření a výpočtu. Jedním z hlavních cílů mé práce je vytvoření co nejpresnější numerické simulace proudění v této armatuře. K simulaci průtoku v závislosti na čase bylo využito softwaru ANSYS – Fluent, s kterým jsou v oblasti numerického modelování dobré zkušenosti. Geometrie byla zaslána zadavatelem a následně dle potřeb upravena v CAD systému Inventor.

Tento ventil byl simulován také zejména pro analýzu možné přítomnosti kavitace při nízkých zdvizích armatury (5 a 10 mm). Pro zlepšení metodiky numerického modelování byly výsledné hodnoty porovnány s reálným experimentem a následně objektivně posouzeny.

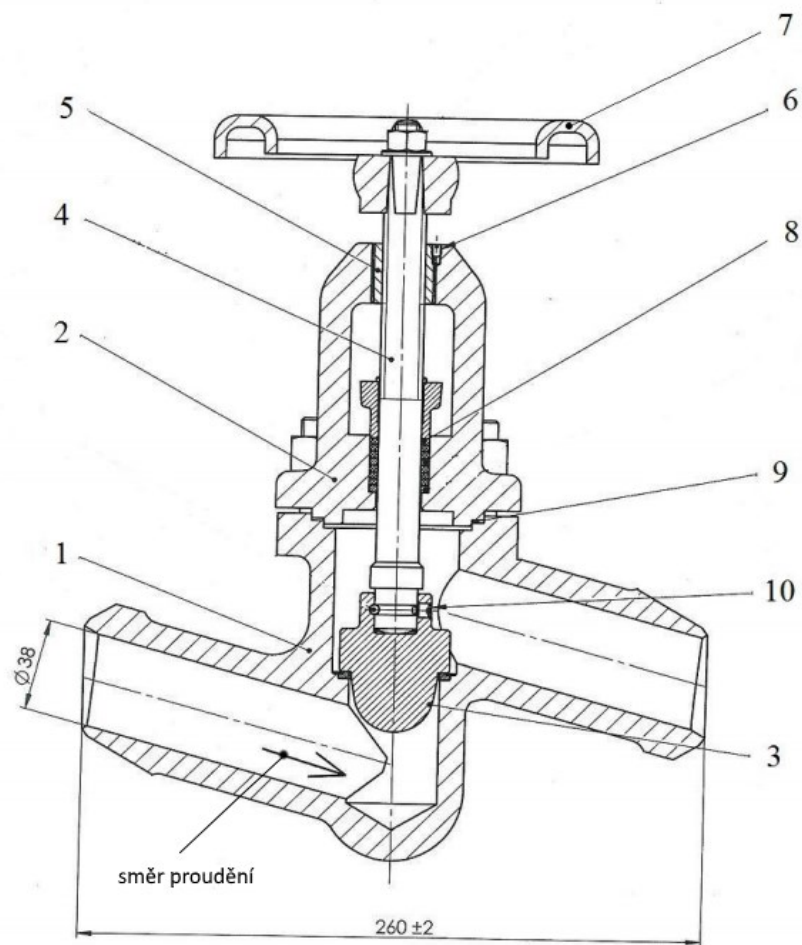
2 Regulační a neregulační armatury

V každém systému, ve kterém proudí nějaká tekutina se dneska nachází různé druhy armatur. Tyto armatury závisí především na vlastním účelu použití. Mohou plnit funkci regulační nebo funkci pojišťovací, resp. uzavírací. V případě, že jde o funkci uzavírací, dochází pouze k přerušení protékajícího proudu pracovní látky. U těchto armatur je požadavek na správnou rychlost zavření nebo na těsnost. Avšak mohou být i náročnější požadavky, kdy nám uzavírací armatura může sloužit i jako regulační, ale to jen v případě, že jde o pomalou regulaci protékajícího proudu (ruční ovládání). V různých aplikacích je třeba regulovat množství protékající látky v závislosti na čase, tedy na požadavcích řídicího systému. Pro tyto případy se užívají armatury regulační, které používají systém ovládání založený na elektrickém, hydraulickém nebo pneumatickém principu. Aby mohly tuto funkci regulace plnit, musí mít každá regulační armatura specifikovanou regulační charakteristiku, která je závislá na konstrukci dané armatury a tvaru kuželky (konstrukci) a také na jeho ovládacím pohonu. [11][2]

2.1 Konstrukce regulačních ventilů

Obecně se každý regulační ventil skládá z několika částí, které mají vliv na jeho chod. Základním prvkem měřené armatury je kuželka, která v závislosti na jejím zdvihu mění průtočný průřez a dochází tedy k zmíněné regulaci průtoku. Při samotném průtoku během regulace je kuželka obtékána proudem pracovní látky o vyšší rychlosti a může tedy docházet k vyšším tlakovým spádům. V našem případě se jedná o ventil regulační s ručním ovládáním, který můžeme vidět na Obr 2.1.[11]

2.2 Regulační armatura



Obr. 2.1 Měřený regulační ventil VG40 PN160 firmy Armatury Group a.s. [27]

1. Spodní těleso ventilu
2. Horní těleso ventilu
3. Kuželka – regulační (modifikovaná)
4. Vřeteno
5. Vřetenová matice
6. Kolík vřetenové matice
7. Ruční kolo
8. Těsnění ucpávky
9. Těsnění horního dílu ventilu
10. Kuželkový čep

2.3 Základní vztahy pro výpočet regulačních ventilů

V této kapitole platí dle [2][11] následující rovnice.

Průtoky a rychlosti

Při každém zdvihu kuželky je tedy dán objemový průtok vztahem:

$$Q_v = c \cdot S_s \cdot \alpha \quad (2.1)$$

Kde α vyjadřuje průtokový součinitel a S_s určuje průtočnou plochu mezi sedlem kuželky a pevného tělesa ventilu (Obr. 2.1). Dále je určena rychlost c pro kapaliny.

$$c = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.2)$$

V praxi se používá objemový průtok (2.1), nebo hmotnostní průtok Q_m .

$$Q_m = Q_v \cdot \rho \quad (2.3)$$

Pro plyny a páry platí rov (2.5) pro rychlost za předpokladu adiabatického průtoku (2.4).

$$p \cdot v^\kappa = konst \quad (2.4)$$

$$c = \sqrt{\left[\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} \quad (2.5)$$

2.3.1 Průtokový součinitel

Každý potrubní prvek má své průtokové vlastnosti v daném stavu jiné. Je to typický parametr každé regulační armatury. Jeho velikost udává průtok danou armaturou za přesně definovaných podmínek při jmenovitém zdvihu kuželky. Lze z něj spočítat jak průtok pracovního média, tak jeho tlakovou ztrátu. V evropských zemích se převážně užívá průtokový součinitel s označením k_v udávající objemový průtok vody v m^3/h za referenčních podmínek teploty 15°C a při tlakového spádu $0,1 \text{ MPa}$ (1 bar). Dříve jsme se u nás mohli setkat se součinitelem A_v (rov. 2.8), který má prakticky stejný význam, pak C_v (užívaný USA) mezi všemi těmito součiniteli budou uvedeny výpočtové vztahy v kap. 2.3.2.[8][14]

$$k_v = \frac{Q}{100} \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}; \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}; \text{MPa}] \quad (2.6)$$

Rovnice (2.7) předpokládá rozvinuté turbulentní proudění a vylučující možnost vzniku kavitace. V případě užití jiné pracovní látky než je voda, platí:

$$k_v = Q \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p}} \sqrt{\frac{\rho}{\rho_0}} \quad (2.7)$$

Dříve užívaný součinitel A_v je určen rovnicí (2.8)

$$A_v = Q_v \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}; \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}; \text{Pa}] \quad (2.8)$$

Pro vodu obecně platí zjednodušený vztah pro odporový součinitel R , za podmínek hustoty $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a dosazování tlakové ztráty v barech. Z rovnice lze úpravou dopočítat hodnoty průtoku nebo tlakové ztráty.

$$R = \frac{\Delta p}{Q_v^2} \quad (2.9)$$

Poměrný průtokový součinitel

Definován je jako poměr průtokového součinitele k_v k jmenovitému průtokovému součiniteli k_v neboli k_{v100} při plném otevření ventilu z_{100} . [13]

$$\phi = \frac{k_v}{k_{v100}} \quad (2.10)$$

2.3.2 Převody průtokových součinitelů

Se součinitelem C_v se můžeme celosvětově setkat tam, kde není zavedena soustava jednotek SI. Vyjadřuje se množstvím galonů vody o teplotě $40 - 100 \text{ }^\circ\text{F}$, které proteče regulační armaturou při tlakovém spádu 1 psi za 1 minutu . ($1 \text{ US galon} = 3,7854 \text{ litru}$, $1 \text{ psi} = 6894,8 \text{ Pa}$). Součinitel A_v se používal v dřívějších dobách jako ekvivalent k_v v jednotkách SI. Pro jejich rychlý převod byly stanoveny tyto příslušné vztahy (tab.) [8][4]

$k_v = 8,65 \cdot 10^{-1} C_v$	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$k_v = 3,6 \cdot 10^4 C_v$	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$
$C_v = 1,16 \cdot k_v$	$[\text{gal}/\text{min}]$
$C_v = 4,17 \cdot 10^4 A_v$	$[\text{gal}/\text{min}]$
$A_v = 2,78 \cdot 10^{-5} \cdot k_v$	$[\text{m}^2]$
$A_v = 2,40 \cdot 10^{-5} \cdot C_v$	$[\text{m}^2]$

Tab. 2.1 Přepočítání průtokového součinitele [14]

2.3.3 Další důležité součinitele

Součinitel místního odporu

Součinitel získáváme u regulačních ventilů z přepočtu z hodnoty k_v . Pro jeho výpočet se vychází s následujícího vztahu: [13]

$$k_v = \sqrt{\frac{2 \cdot S^2}{\zeta \cdot \rho}} \quad (2.11)$$

V případě hustoty vody $1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ lze výraz úpravou zjednodušit následovně.

$$k_v = 0,04472 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \approx 0,05 \cdot S \cdot \sqrt{\frac{1}{\zeta}} \quad (2.12)$$

Vyjádřením z rov. (2.10) dostaneme součinitel místního odporu.

$$\zeta = \left(\frac{0,05 \cdot S}{k_v} \right)^2 \quad (2.13)$$

kde S vyjadřuje volný průtočný průřez připojovacího potrubí před ventilem.

Regulační poměr

Literatura určuje poměr teoretický a praktický. Praktický je vyjádřen jako poměr největšího průtokového součinitele k_{vs} (plné otevření, Q_{max}) k nejmenšímu součiniteli k_{vr} s regulovatelným průtokem větším než 0. Je dán vlastnostmi kuželky a zejména pohonem ovládacího ústrojí. [13]

$$S_v = \frac{k_{vs}}{k_{vr}} \quad (2.14)$$

Teoretický regulační poměr je definován rovnicí (2.15), kdy se vychází z rovnice průtočné charakteristiky, jak je uvedeno v kap. 3.2.

$$S_{v0} = \frac{1}{\phi_0} \quad (2.15)$$

ϕ_0 vyjadřuje poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0$

Součinitel regenerace tlaku

Norma ČSN EN 60534-2-3 nám udává součinitel, který definuje schopnost proudění obnovit tlakovou energii na původní hodnotu po průchodu regulačním ventilem. Užívá se především při návrhu regulačních armatur dle normy IEC 534-2 uznávané mezinárodní elektrotechnickou komisí (IEC). Z hodnoty součinitele regenerace tlaku se určí maximální tlakový spád armatury v bezpečné vzdálenosti od plně vyvinuté kavitace. Tato hodnota se určuje na základě experimentálních měření, z kterých se stanoví hodnota maximálního objemového průtoku ventilem Q_{max} dle zkušební postupu normy ČSN EN 60534-2-3. Vychází se zde z podmínky, že vzrůst tlakového spádu nemá za následek další zvyšování průtoku. Součinitel regenerace tlaku je tedy definován vztahem: [15]

$$F_L = \frac{Q_{max}}{N_1 \cdot C} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{p_1 - F_F \cdot p_v}} \quad (2.16)$$

kde:

- N_1 je číselná konstanta [15]
- C průtokový součinitel k_v nebo C_v
- F_F poměrný součinitel kritického tlaku tekutiny

Součinitel tvaru potrubí

Součinitel vyjadřuje vliv přídavných zařízení připojených k armatuře v poměru součinitele C armatury s připojenými zařízeními a bez přídavných zařízení C_R .

$$F_P = \frac{C}{C_R} = \frac{\frac{Q}{N_1} \sqrt{\frac{\rho / \rho_0}{\Delta p}}}{C_R} \quad (2.17)$$

Poměrný součinitel kritického tlaku tekutiny

Je popsán zejména vlastnostmi tekutiny např. její teplotou. Vyjadřuje ho poměr tlaku nasycené páry tekutiny při její určité teplotě a tlaku v zúženém průtoku. Určuje se experimentálně s užitím zkušebního vzorku, kde je známý průtokový součinitel a součinitel regenerace tlaku zjištěný podle standartní metodiky, kde je vyjádřen vztahem:

$$F_F = \frac{1}{p_v} \left[p_1 - (\rho / \rho_0) \cdot \left(\frac{Q_{\max}}{N_1 \cdot F_L \cdot C} \right)^2 \right] \quad (2.18)$$

V případě pro vodu dle [15] v předepsaném teplotním rozmezí se rovná $F_F = 0,96$ a $\rho / \rho_0 = 1$.

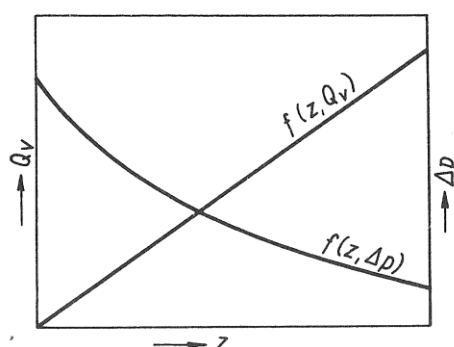
3 Charakteristiky regulačních ventilů

U regulačních ventilů se uvádějí charakteristiky statické. Tyto charakteristiky nám znázorňují chování daného ventilu v jeho celé oblasti zdvihu. Rozlišujeme dvě charakteristiky, a to charakteristiky pracovní a průtočné.

3.1 Pracovní charakteristika

Tato charakteristika je obecně daná závislostí průtoku na zdvihu. Ve většině praktických případů však vykresluje i graf závislosti tlakového spádu na zdvihu.

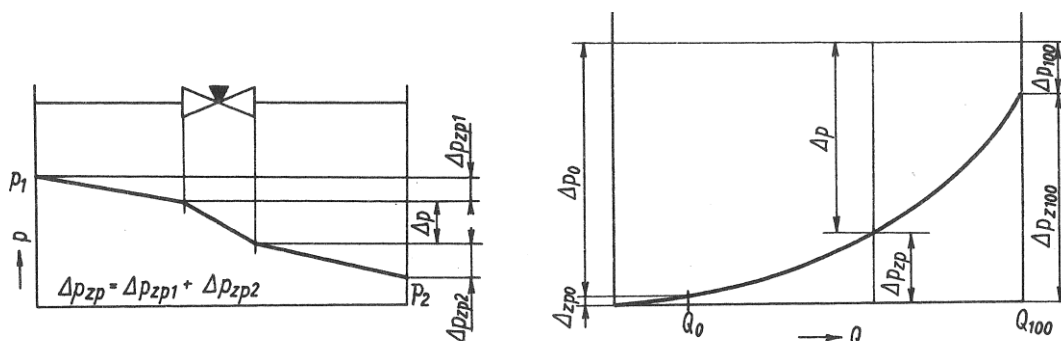
$$Q_V = f(z, \Delta p) \quad (3.1)$$



Obr. 3.1 Pracovní charakteristika regulačního ventilu a průběh tlakového spádu v RV v závislosti na zdvihu [2]

Avšak u regulačních armatur se tlakový spád vždy mění s průtokem a deformuje nám tímto tvar základní charakteristiky. Můžeme tedy odvodit také pracovní charakteristiku závislosti tlakového spádu na průtoku.

$$Q_V = f(\Delta p) \quad (3.2)$$



Obr. 3.2 Ztráty tlaku v regulačním ventilu a v potrubí (vlevo) a odvození pracovní charakteristiky [2]

kde	Δp	tlaková ztráta na ventilu při daném Q a z
	$\Delta p_{zp1} ; \Delta p_{zp2}$	tlaková ztráta potrubí
	Δp_{100}	tlakový spád ve ventilu při Q_{max} a z_{100}
	Δp_{z100}	celková tlaková ztráta při Q_{max} a z_{100}

Uvedené pracovní charakteristiky platí pro nestačitelné pracovní látky s konstantní měrnou hmotností $\rho = konst$ nebo také pro stlačitelné pracovní látky v relativně malých rozdílech tlaku v poměru k tlaku absolutnímu.

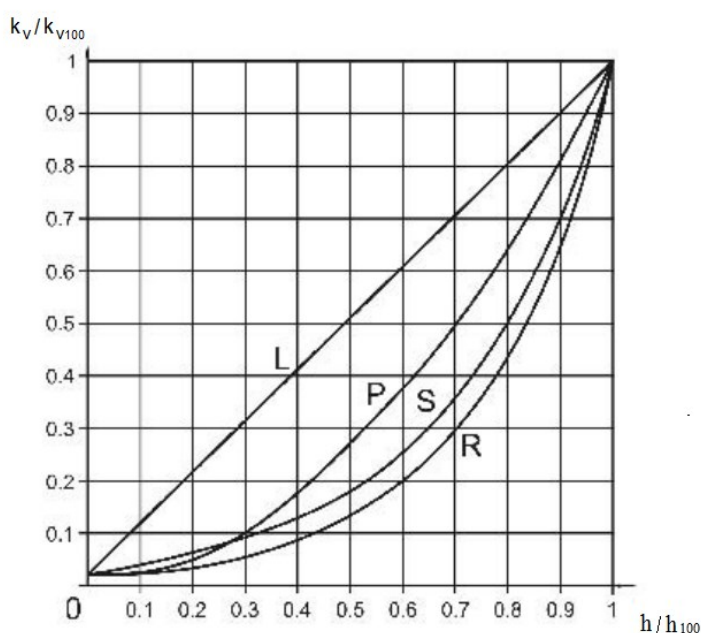
3.2 Průtočná charakteristika

Je definovaná jako poměrného průtokového součinitele na zdvihu regulačního prvku z (1=100% otevření).

$$k_v = f(h) \quad (3.3)$$

Následně, při znalosti poměrného průtočného součinitele ϕ znázornit poměrnou průtočnou charakteristiku jako funkční závislost na poměrné poloze uzávěru regulačního prvku H , který je dán poměrem okamžitého zdvihu armatury h z k jejímu jmenovitému zdvihu h_{100} . V základě existují dvě průtočné charakteristiky stanovené dle IEC 60534-1.

$$\phi = f(H) \approx \frac{k_v}{k_{100}} = f\left(\frac{h}{h_{100}}\right) \quad (3.4)$$



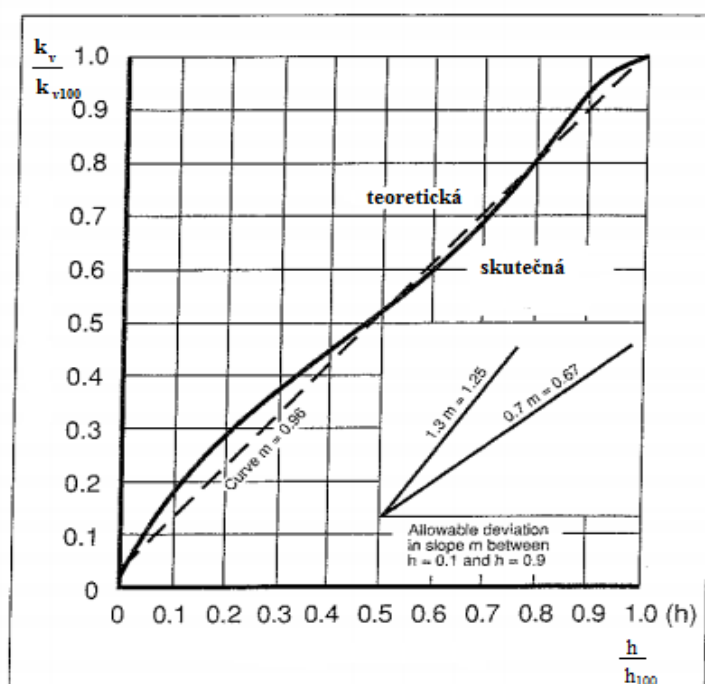
Obr. 3.3 Charakteristiky regulačních ventilů (teoretické) [13]

- L - Lineární
- P - Parabolická
- S - LDM Spline
- R - Rovnoprocentní (ekviprocentní)

3.2.1 Lineární průtočná charakteristika

Mezi jednu ze základních průtočných charakteristik patří lineární charakteristika (Obr. 3.4) regulační armatury. Charakteristiku definují přírůstky poměrného průtokového součinitele ϕ a poměrného zdvihu H , které jsou na sobě lineárně závislé.

$$\phi = \phi_0 + m \cdot H \quad (3.5)$$



Obr. 3.4 Lineární charakteristika [16]

kde m znázorňuje sklon charakteristiky a ϕ_0 vyjadřuje poměrný průtokový součinitel při zdvihu $h = 0$.

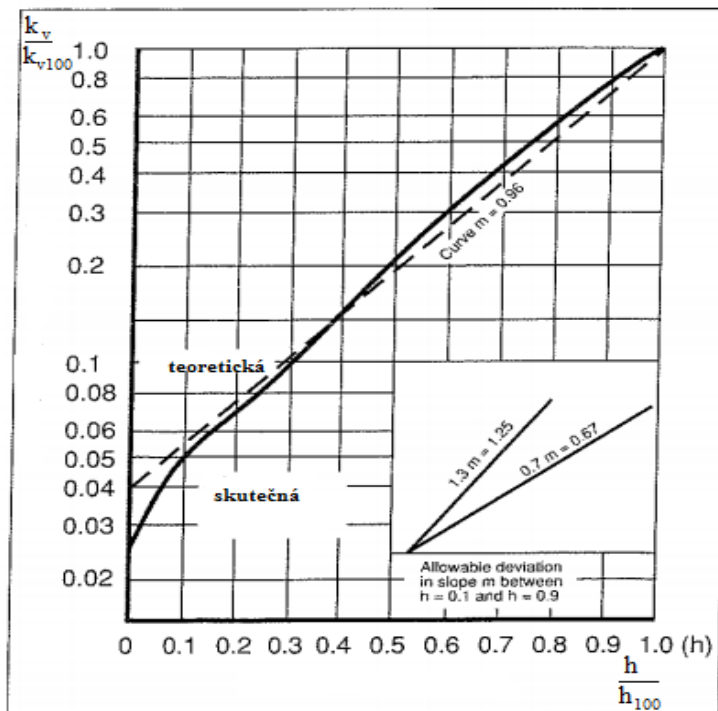
Uplatnění nachází tato charakteristika při regulaci technologických procesů, kdy se pracovní bod regulační armatury pohybuje v úzké oblasti zdvihu. Také zde by měla být také přímá závislost mezi průtokem média a řízenou veličinou. V praxi se běžně vyrábí regulační ventily do regulačního poměru 50:1 s lineární průtočnou charakteristikou vyjádřenou následovně.

$$\phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot H \quad (3.6)$$

3.2.2 Rovnoprocentní průtočná charakteristika

Známá je také jako ekviprocentní průtočná charakteristika. Popisuje se obecně jako závislost poměrného zdvihu na poměrném průtokovém součiniteli. Charakterizuje se stejnými procentuálními přírůstky.

$$\phi = \phi_0 + e^{n \cdot H} \quad (3.7)$$



Obr. 3.5 Rovnoprocentní charakteristika [16]

kde n znázorňuje sklon rovnoprocentní charakteristiky, který je matematicky vyjádřen vztahem:

$$n = \ln(1/\phi_0) \quad (3.8)$$

Abychom dosáhli teoretického regulačního poměru 50:1 (viz kap. 2.3.3), je nutné použít čtyřprocentní charakteristiku, která je v současnosti u regulačních ventilů nejčastěji používána a je dána rovnicí (3.9).

$$\phi = \phi_0 + e^{n \cdot H} \quad , \text{ kde } n = 4 \quad (3.9)$$

Její matematické vyjádření tedy je

$$\phi = 0,0183 + e^{4H} \quad (3.10)$$

Existuje také charakteristika užívaná v oblasti vytápění a klimatizace s názvem LDM Spline (Obr. 3.3, písmeno S), která je další modifikací rovnoprocentní charakteristiky.

3.2.3 Parabolická průtočná charakteristika

Kompromisem mezi lineární a rovnoprocentní charakteristikou je charakteristika parabolická, která není příliš často používaná (Obr. 3.3, písmeno P). Obecně se uvádí vztahem:

$$\phi = \phi_0 + n \cdot H^2 \quad (3.11)$$

kde

ϕ_0 je poměrný průtokový součinitel při zdvihu $z = 0$

n sklon parabolické charakteristiky vyneseny v souřadnicích $H^2 - \phi$

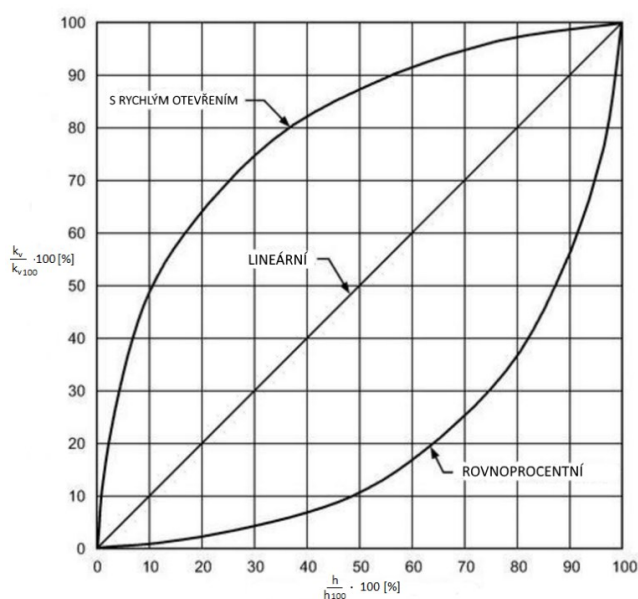
Při teoretickém regulačním poměru 50:1 ve tvaru

$$\phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot H^2 \quad (3.12)$$

Tento tvar užívá pro regulaci při více stavech. Výhodou je menší strmost v oblasti maxima.

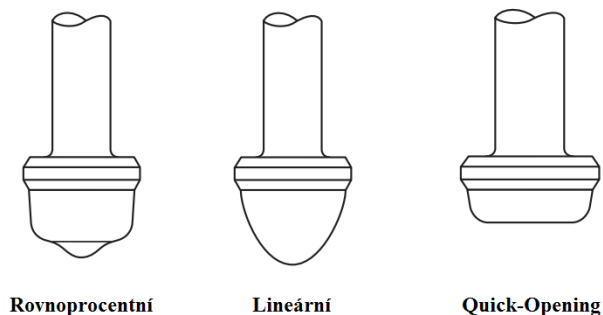
3.2.4 Charakteristika neregulačního (uzavíracího) ventilu

Nazývaná jako charakteristika s rychlým otevřením (anglicky: „Quick-Opening“). Vyznačuje se rychlou změnou průtokového součinitele způsobenou rychlým otevřením ventilu na plný průtočný průřez. Rozdíl v průběhu charakteristik můžeme vidět na Obr. 3.6. [8]



Obr. 3.6 Charakteristika s rychlým otevřením [26]

V kapitole byly popsány všechny používané průtočné charakteristiky, ale nedefinoval jsem způsoby, jak tyto charakteristiky měnit nebo získat. Hlavní vliv na změnu průběhu charakteristiky má konstrukce kuželky. Na Obr. 3.7 jsou uvedeny obecné tvary kuželek jednotlivých charakteristik. [11]



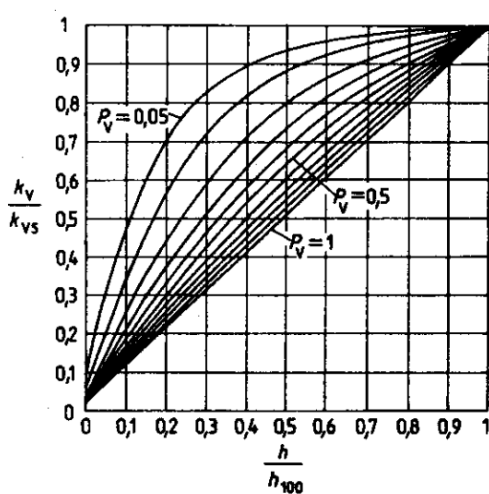
Obr. 3.7 Charakteristické tvary kuželek regulačních ventilů [11]

Parabolická a LDM Spline charakteristika jsou modifikacemi rovnoprocentní a tvar kuželky je tedy obdobný.

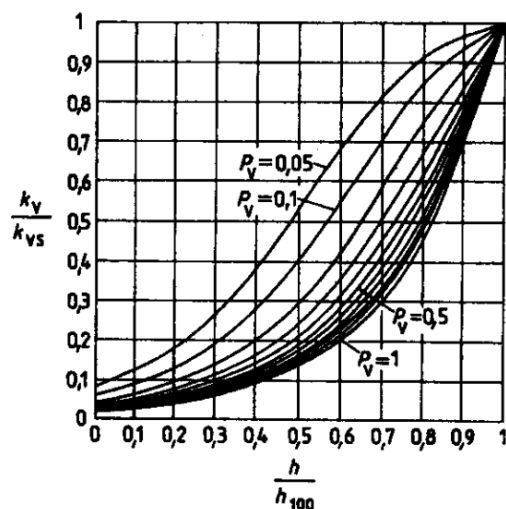
Autorita ventilu a její vliv na statické charakteristiky

Nazývaná také jako poměrná tlaková ztráta ventilu nebo vlivnost ventilu, kterou určujeme poměrem tlakové ztráty při maximálním průtoku média ventilem (plném otevření) a tlakové ztráty při nulovém průtoku (při zcela uzavřeném ventilu).[14]

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} \quad (3.13)$$



Obr. 3.8 Změna autority ventilu v lineární charakteristice [13]



Obr. 3.9 Změna autority ventilu v rovnoprocentní charakteristice [13]

Tento parametr nám udává regulační schopnost ventilu. Čím větší je autorita ventilu (blíže k 1), tím je regulační schopnost ventilu lepší. Dle některých doporučení je třeba se držet autority ventilu větší než 0,5, avšak v praxi stačí hodnota mezi 0,3 až 0,5. Hodnota autority ventilu totiž úzce souvisí s tvarem statické charakteristiky. Příklady deformace průtočných charakteristik můžeme vidět na Obr. 3.8 a 3.9. [13]

3.3 Metody stanovení statických charakteristik

Ze znalostí o armaturách víme, že u každé je potřeba provádět kontrolní zkoušky. A to proto, aby bylo možné zjistit, zda daná armatura vyhovuje svému účelu hlavně z hlediska funkce a nezávadnosti. U regulačních ventilů se běžně kontrolují především statické charakteristiky (průtokové), aby se výrobce, popř. zákazník přesvědčil, že charakteristiky vyhovují pro danou aplikaci.

Pro stanovení charakteristik regulačních ventilů se užívají mezinárodně všeobecně definované normy IEC, které nám poskytují veškeré potřebné podklady a to jak pro výpočet potřebných parametrů, tak přesně stanovují metodiku měření regulačních ventilů. V tab. 3.1 je uveden seznam nám nejdůležitějších platných norem. [10] [15]

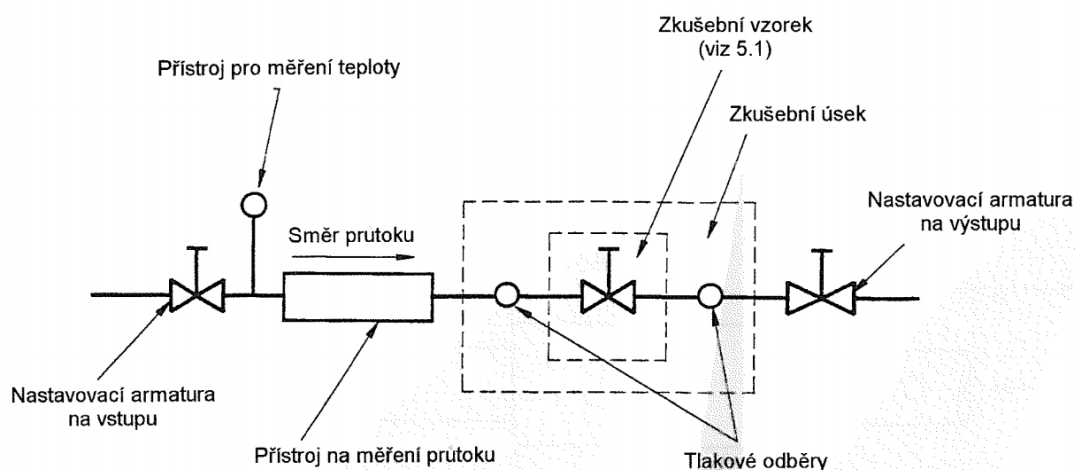
IEC 60534-1	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 1: Terminologie a všeobecné požadavky
IEC 60534-2	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 2: Průtok. Oddíl první: Výpočtové vztahy pro průtok nestlačitelných tekutin v provozních podmínkách
IEC 60534-2-2	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 2: Průtok. Oddíl druhý: Výpočtové vztahy pro průtok stlačitelných tekutin v provozních podmínkách
IEC 60534-2-3	Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2: Průtok. Oddíl třetí: Zkušební metody.
ČSN 13 4509-5	Metodika měření regulačních ventilů. Průtočné charakteristiky.
ČSN 13 4509-2	Metodika měření regulačních ventilů. Výpočtové vztahy pro průtok nestlačitelných tekutin.

Tab. 3.1 Přehled užívaných norem

Norma ČSN EN 60534-2-3 (Regulační armatury pro průmyslové procesy) poskytuje veškeré informace a zásady pro stanovení statických charakteristik regulačního ventilu, včetně výpočtů důležitých součinitelů. Níže popsaná metodika uvedená dle lit. [15]

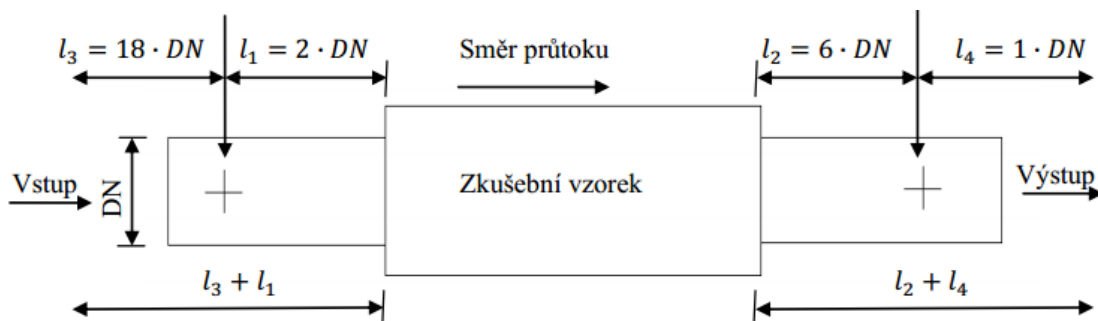
3.3.1 Zkušební úsek

Samotná volba vhodné měřicí trati závisí především na fyzikálních podmínkách měření, použitých prvcích, materiálech a použité měřicí technice. Dle normy je nutné užívat uspořádání zkušebního systému, jako lze vidět na Obr. 3.10.



Obr. 3.10 Základní uspořádání zkušebního úseku [15]

Tento úsek se skládá ze dvou přímých trubek, jejichž jmenovitá světlost na vstupu a na výstupu z úseku musí být stejná, jako světlost připojení zkušební vzorku. Toleranční výchylka vnitřních průměrů je $\pm 2\%$ pro jmenovitou světlost do DN 250 a jmenovitého tlaku PN 100. Pro armatury s vyšší jmenovitou světlostí a tlakem již oba průměry musí vzájemně odpovídat. Délky potrubí jsou definovány na Obr. 3.11



Obr. 3.11 Požadované délky potrubí zkušebního úseku [15]

Délky l_3 a l_4 jsou určeny jako minimální dovolené délkové rozměry. V případě, že je před úsekem použit usměrňovač proudu, lze l_3 redukovat na délku minimálně $8 \cdot DN$.

Dále jsou v úseku umístěny dvě nastavovací armatury a to vstupní a výstupní. Vstupní armaturou nastavujeme vstupní tlak a výstupní nám slouží k regulaci během zkoušení. Co se týče velikosti a typu těchto armatur, tak typ není nijak omezen a nastavovací armatura na výstupu může být větší než světlost zkušební vzorku.

3.3.2 Podmínky pro měření

Měření průtoku

- Jakéhokoli druhu, pokud splňuje předepsanou přesnost měření.
- Umístění před nebo za zkušebním úsekem v dostatečné vzdálenosti.
- Mezní úchylka $\pm 2 \%$ od skutečné hodnoty měřeného průtoku.

Měření tlaku a tlakové odběry

- Konstrukce odběru dle normy (průměr minimálně $3 \div 1/10DN$ mm).
- Průměry DN vstupního a výstupního potrubí o stejném rozměru.
- Osy protínají osu trubky v pravém úhlu.
- Orientace vodorovně nebo svisle.
- Tlaková diference s mezní úchylnou $\pm 2 \%$ naměřené hodnoty tlaku.

Pro měření tlaku jsou v potrubí vytvořené tlakové odběry v souladu s požadavky na konstrukci dle normy.

Měření teploty

- umístění snímače teploty tak, aby neměl vliv na měření průtoku a tlaku
- měření s přesností $\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$

Podmínky pro montáž a zdvih uzávěru

- Souosost mezi hrdlem zkušební vzorku a osou potrubí dle Tab. 3.2

Jmenovitá světlost trubky	Dovolená nesouosost
DN 15 ÷ DN 25	0,8 mm
DN 32 ÷ DN 150	1,6 mm
DN 200 a větší	0,01 jmenovité světlosti trubky

Tab. 3.2 Montážní tolerance

- použití vhodného těsnění (nesmí zasahovat dovnitř trubky)
- zdvih ustaven s přesností $\pm 0,5\%$ jmenovitého zdvihu

Zaznamenávané údaje při měření

- popis zkušebního vzorku (typ armatury, světlost, PN, směr průtoku)
- aktuální nastavený zdvih uzávěru (kuželky) armatury
- vstupní tlak
- tlakový spád ($p_1 - p_2$)
- vstupní teplota tekutiny
- objemový průtok Q
- atmosférický tlak

Vyhodnocení měření

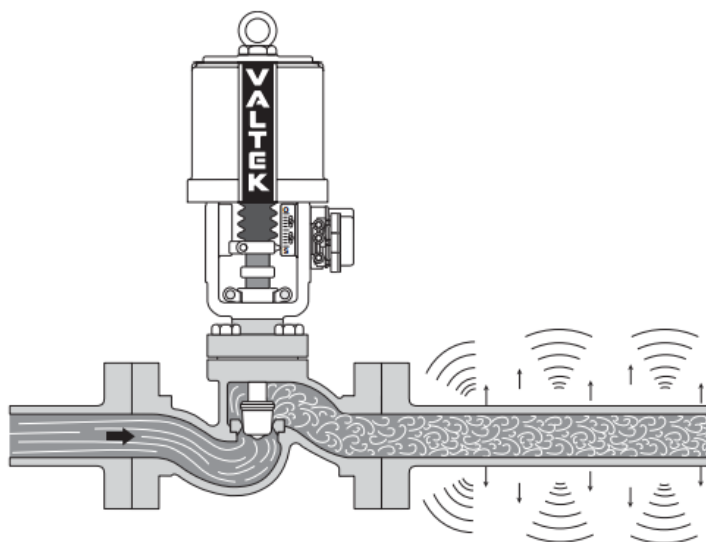
Pro stanovení statických charakteristik ventilu je nutné měřit zkušební armaturu v celém rozsahu zdvihů $z_0 - z_{100}$, kde musí být proměřeno minimálně 5 až 10 ustavení zdvihu, kdy na každém je třeba provést měření pro více hodnot vstupních průtoků (regulace čerpadlem nebo vstupní armaturou). Následně lze provést výpočet všech průtokových součinitelů a vykreslit graficky všechny potřebné charakteristiky zkušebního vzorku.

Přesnost

Při dodržení všech předepsaných postupů normy je měření zatíženo relativní chybou $\pm 5\%$ pro armatury s poměrem k_v / d^2 rovným nebo menším než konstanta N_{25} . [15]

3.4 Metody měření kavitace

Z dostupných poznatků o kavitaci při proudění tekutin víme, že se projevuje zejména vibracemi, tedy i zvukem. Oba tyto projevy jsou způsobené tzv. implozí kavitačních bublin, které poškozují důležité funkční povrchy ventilu. Tyto bubliny se mohou vyskytovat v turbulencích regulačního ventilu, jako je znázorněno na Obr. 3.11. Kavitaci v armaturách posuzujeme následujícími metodami.[9]



Obr. 3.11 Vibrace v potrubí způsobené regulačním ventilem [11]

Vibro-akustická metoda

Měření vibrací nebo zvuku má sice své výhody, ale je zde požadavek na extrémně izolované prostředí od okolních zdrojů vibrací, které mohou narušit měřené signály. V praxi se totiž nachází kolem zkoumaného prvku mnoho vibračních zdrojů jako například motory, čerpadla, apod. Pokud dosáhneme požadovaných laboratorních podmínek pro měření vibrací, tak nám tato metoda poskytne rychlou lokalizaci tohoto jevu spolu se změřením jeho rozsahu. Výrazně akusticky se totiž kavitace projevuje až v pozdějších fázích, protože frekvence je méně než 1500 Hz, pro lidské ucho je to zvuk i těžko slyšitelný a to už můžou být ventily nebo jiné potrubní prvky značně poškozeny kavitační erozí, což je nežádoucí. Pro laboratorní měření vibro-akustickou metodou jsou stanoveny normy uvedené v Tab. 3.2, kde se vychází taktéž ze základních norem uvedených v Tab. 3.1. [9][12]

IEC 60534-8-2	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 8: Hluk - Obecné podmínky - Oddíl 2: Laboratorní měření hluku vybuzeného prouděním kapalin regulační armaturou
IEC 60534-8-4	Regulační armatury pro průmyslové procesy - Část 8: Hluk - Obecné podmínky - Oddíl 4: Předběžný výpočet hluku generovaného průtokem kapalin regulační armaturou
ISA- RP75.23	Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation

Tab. 3.2 Přehled užívaných norem

Optická kontrola armatury

Pro optickou kontrolu je třeba armaturu demontovat a v některých případech se vyžaduje destrukce armatury k posouzení jejího opotřebení a stanovení kavitační odolnosti. V základě je to vlastně schopnost materiálu odolávat působení kavitace. Kavitační odolnost materiálu armatury je určena opotřebením materiálu vlivem eroze na napadený povrch, kde se zejména jedná o změny objemové, způsobené úbytkem oddělených částic, které mění drsnost samotného povrchu materiálu. Nevýhodou metody je destruktivní charakter zkoušky a v praxi může být její demontáž značně obtížná. Optická kontrola armatur je účelná jen tehdy, když jsou armatury vystaveny účinkům kavitace dlouhodobě. [7][12]

V dnešní době už ale existují metody predikce kavitačního jevu a také prostředky schopné eliminovat kavitaci ještě před tím, než je ventil nevratně poškozen.

3.4.1 Kavitační číslo

Stanovení kavitačního čísla dnes výhradně slouží pro zlepšení konstrukce některých částí ventilu jako například kuželky. Kavitační číslo se značí σ a bylo vyvinuto za účelem stanovení kavitační odolnosti regulačních armatur nebo také určení potenciálu poškození regulačního ventilu. Čím menší je hodnota kavitačního čísla, tím větší je kavitační potenciál. V dané aplikaci je tedy určena obecně poměrem schopnosti armatury „předcházet kavitaci“ a schopnosti armatury „vyvolávat kavitaci.“ Vztah určující kavitační číslo je vyjádřen následovně. [6][11]

$$\sigma = \frac{p_1 - p_v}{p_1 - p_2} \quad (3.14)$$

kde p_1 absolutní tlak naměřený ve vzdálenosti $2 \cdot DN$ před vstupem armatury [Pa]
 p_2 absolutní tlak v naměřený ve vzdálenosti $6 \cdot DN$ za výstupem armatury [Pa]

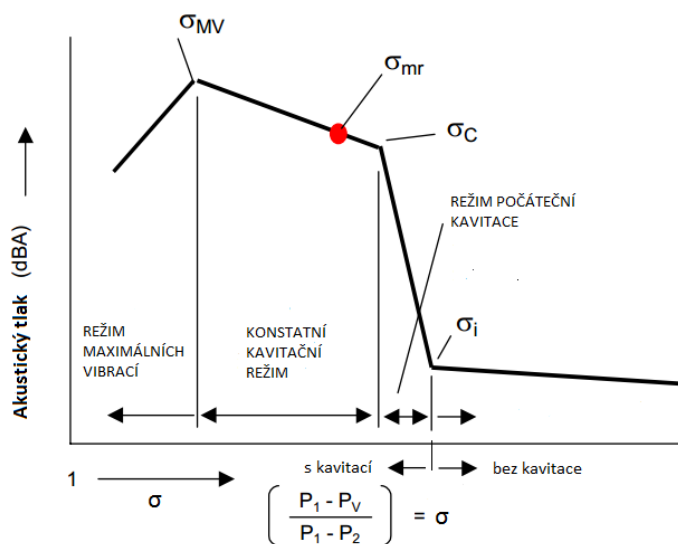
Vypočítaná hodnota kavitačního čísla σ se řadí do třech níže uvedených kategorií:

$\sigma \geq 2$ bez kavitace

$\sigma \geq 1$ potenciálně se zde může vyskytovat kavitace.

$\sigma \leq 1$ dochází flashingu (poškození vlivem eroze)

Výsledná hodnota σ může být porovnávána s povolenou hodnotou daného regulačního ventilu, který byl určen pro stejné pracovní podmínky. Tyto povolené hodnoty vychází s experimentálních měření provedených normou IEC 60534-8-2. Hlavní podmínkou této normy je, aby byl sestaven takový obvod, který splňuje akustické podmínky k provádění kavitačních testů. Tuto způsobilost předepisuje norma ISA[18] testy provedené na clonách specifického tvaru. Pokud laboratoř splňuje výsledky, lze následně provést kavitační testy a vykreslit tzv. sigma křivky ventilu pro každý požadovaný zdvih. (Obr. 3.12)



Obr. 3.12 Kavitační křivka [17]

Tyto křivky nám zapisují hladinu vibrací na výstupním potrubí od nekavitující tlakové ztráty na ventilu až po úplné kritické proudění. V této metodě se nejprve určí kavitační číslo σ_i , pomocí citlivého kmitoměru na zaznamenání prvních akustických projevů kavitace. Detekovaná kavitace je zde tak mírná, že nenarušuje ventil, a ani systém. Nárůstem intenzity kavitace a frekvence se pohybujeme v režimu počáteční kavitace směrem do pásma

konstantního kavitačního režimu, který začíná kavitačním číslem σ_c . U většiny regulačních ventilů se předpokládá první poškození v konstantním kavitačním režimu (mezi σ_c a maximálním vibračním indexem σ_{mv}). [18]

Následně můžeme definovat aproximační faktory SSE (rov. 3.15) a PSE, které jsou vyjádřeny poměrem parametrů referenční a zkušební armatury. [18]

$$SSE = \left(\frac{d}{d_R} \right)^Y \quad (3.15)$$

$$PSE = \left(\frac{p_1 - p_v}{(p_1 - p_v)_R} \right)^X \quad (3.16)$$

X, Y opravné koeficienty armatury [19]

$d_R, (p_1 - p_v)_R$ referenční hodnoty parametrů se stejným C_v/k_v

Opravné koeficienty X, Y se určují experimentálním měřením. Hodnoty se uvádí například v lit. [19]. Pro případ stejných relativních hodnot C_v, d^2 se Y určuje následujícím vztahem.

$$Y = 0.068 \cdot \left(\frac{C_v}{d^2} \right)^{0.25} \quad (3.17)$$

Získanými aproximačními faktory z experimentálního měření (tabulkové hodnoty) je definován vztah pro sigma limitní ventilu σ_v .

$$\sigma_v = (\sigma_R \cdot SSE - 1) \cdot PSE + 1 \quad (3.18)$$

Po spočtení se hodnota porovnává s vypočteným sigma zkoušeného vzorku a stanovuje se vhodnost návrhu.

$\sigma \geq \sigma_v$ - vhodný návrh

$\sigma \leq \sigma_v$ - nevhodný návrh

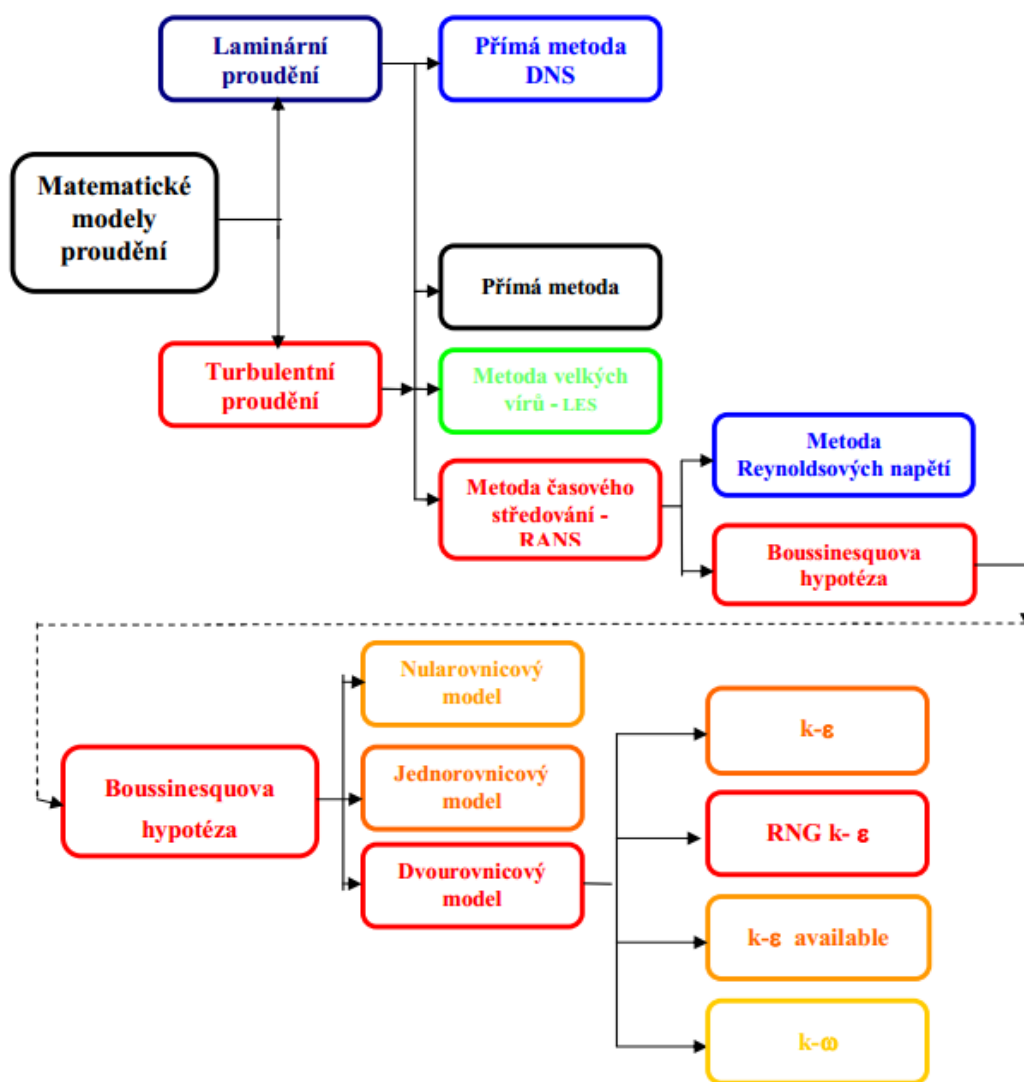
K určení jmenovitého sigma σ_{mr} je třeba použít hliníkový model a stejnou geometrii, který má větší kavitační odolnost a při stanovení počátku viditelného poškození modelu je σ_i považováno za σ_{mv} pro daný zdvih.

Krom metody SIGMA se u některých výrobců užívá i kavitační index K_c , který byl užíván dříve než σ . Využívá metodu kritického (choked) průtoku a K_c je definován jako bod počátečního odklonu od proporcionálního vztahu mezi kapacitou a tlakovou ztrátou, jehož výpočet vychází z normy IEC. Výrobci tento bod popisují jako počátek kavitace.[19]

$$K_c = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} = \frac{1}{\sigma} \quad (3.19)$$

4 Matematické modely turbulence

V mém případě proudění v regulačním ventilu se jedná především o turbulentní proudění. Budu se tedy zabývat turbulentními modely, které nabízí software ANSYS Fluent, ve kterém lze provést matematické simulace. Samotné numerické modelování vychází z rovnice kontinuity, Navier-Stokesovy rovnice a energetické rovnice, které jsou výchozími rovnicemi popisující proudění. Tyto rovnice jsou potom modifikovány a zjednodušovány pro konkrétní přístupy v podobě transportních rovnic. Energetické rovnice se v mé simulaci neužívají, protože simulujeme pouze proudění ventilem, nikoliv přenos tepla. Pro lepší porozumění lze matematické modely v základě rozdělit do několika skupin dle Obr. 4.1.[3]



Obr. 4.1 Matematické metody řešení proudění [3]

4.1 Metody matematického modelování turbulentního proudění

Z hlediska modelování turbulentního proudění existují tři různé metody, které vychází z modifikací výchozích rovnic popisujících proudění. [4]

- Metoda přímé simulace (DNS - Direct Numerical Simulation)
- Metoda velkých vírů (LES - Large Eddy Simulation)
- Metoda časového středování (RANS - Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)

Metoda přímé numerické simulace je charakterizována počtem uzlových bodů sítě. Tento počet se odhaduje z Kolmogorova mikroměřítko turbulence (rozměr nejmenších turbulentních vírů) a velmi rychle narůstá s Reynoldsovým číslem. Proto je třeba vytvořit velmi jemnou síť. Používá se nejlépe pro malá Reynoldsova čísla, ale i přesto jsou výpočty při stávající výpočetní technice nereálné.

Metoda velkých vírů se naopak na základě modelování velkých vírů, časově a prostorově závislých útvarů, které může síť zachytit. Také je zde požadavek na velmi jemnou síť, avšak dnes již touto metodou lze některé úlohy řešit.

4.2 Metoda časového středování

Nazývaná také jako metoda časového Reynoldsova středování. Patří dnes mezi nejpoužívanější metodu v oblasti simulace turbulentního proudění. Metoda je popsána Reynoldsovou rovnicí, kde se okamžité hodnoty veličin turbulentního proudění rozdělují na část časově středovanou a flukтуаční složku. Po určení obou složek můžeme jejich úpravou dostat Reynoldsovou rovnici (4.1) podobnou formálně Navier-Stokesově rovnici pro středované veličiny. [3]

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \bar{u}_i' \bar{u}_j' = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (4.1)$$

Pro flukтуаční složky rychlosti

$$\frac{\partial (u_i')}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i u_j'}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i' \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial (u_i' u_j')}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial (p')}{\partial x_i} + \nu \cdot \frac{\partial^2 (u_i')}{\partial x_j^2} + f_i \quad (4.2)$$

4.2.1 Boussinesquova hypotéza

Hlavním úkolem modelů turbulence je definovat turbulentní napětí, případně toky tepla nebo jiných skalárních veličin a následně určit jeho rozložení v proudovém poli. V této hypotéze platí podobně jako při laminárním proudění Newtonův vztah pro smykové napětí (4.3). [3]

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (4.3)$$

V úloze se jedná o turbulentní proudění a většina výpočtových modelů využívá právě Boussinesquovy hypotézy o vírové turbulentní viskozitě. Turbulentní napětí a turbulentní toky jsou úměrné gradientu střední rychlosti, koncentrace a teploty.

Pro definici turbulentní viskozity je třeba určit lokální stav turbulence.

$$\mu_t \approx l u \quad (4.4)$$

určuje jí délkové měřítko l a rychlostní měřítko. Z rov. (4.4) je odvozena rovnice pro vírovou turbulentní viskozitu.

$$\tau_t = \mu_t \frac{d\bar{u}}{dy} = -\rho \bar{u}'v' \quad (4.5)$$

Turbulentní viskozita se považuje za fyzikální vlastnost proudění, nikoliv kapaliny a závisí na velikosti turbulence a mění se v rámci celého proudového pole. Reynoldsova pohybová rovnice (4.1) je upravena užitím Boussinesquovy hypotézy následovně.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \nu \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + \nu_t \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (4.6)$$

Modely využívající tuto hypotézu se dále rozdělují do tří skupin:

- Nularovnicový model (Prantlův) – Viskozita vyjádřena v závislosti na střední hodnotě rychlosti (nepostihuje transport turbulence).
- Jednorovnicový model – Postihují transport turbulence. Používají se jen v jednoduchých případech proudění.
- Dvourovnicový model – Využívá dvou transportních rovnic.

Dvourovnicový model k-ε

Model definuje turbulentní viskozitu s pomocí dvou transportních rovnic k a ε. Rovnicí pro přenos kinetické turbulentní energie k a rychlost disipace ε. Obě tyto rovnice lze odvodit z Navier – Stokesových rovnic. Tyto transportní rovnice jsou v technické praxi v oblasti simulace turbulentního proudění nejvíce používané. V tzv. modelu Standard programu ANSYS-Fluent je k-ε model zadán rovnicemi (4.7);(4.8) ve tvaru: [5]

$$k: \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (4.7)$$

$$\varepsilon: \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (4.8)$$

G_k turbulentní kinetická energie vzhledem ke gradientu střední rychlosti

G_b turbulentní kinetická energie vzhledem k hodnotě vztlaku

Y_M složka flukтуаční rychlosti v stlačitelné turbulenci vzhledem k celkové míře disipace

S_k uživatelský termín pro rovnici k

S_ε uživatelský termín pro rovnici ε

Turbulentní viskozita μ_t je vyjádřena rovnicí [5]

$$\mu_t = \rho \cdot C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.9)$$

Ostatní konstanty v obou výše uvedených rovnicích mají následující výchozí hodnoty v ANSYS Fluent: $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,00$, $\sigma_\varepsilon = 1,30$, Jak je vysvětleno v dokumentaci [5]. Tyto výchozí hodnoty byly stanoveny experimentálně použitím vody a vzduchu jako proudícího média.

k-ε RNG

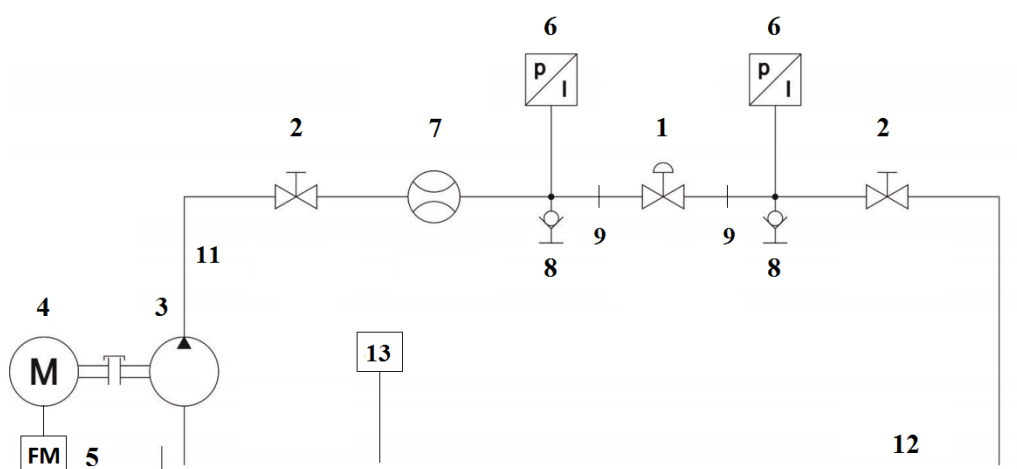
Turbulentní matematický model RNG k-ε je odvozený z dvourovnicového modelu využitím metody renormalizačních grup (RNG). Tato metoda spočívá v postupné eliminaci malých vírů, kdy se zároveň transformují pohybové rovnice modifikací turbulentní viskozity, síly a jejich nelineární členů.

5 Laboratorní měření armatury

Za využití postupů daných normou ČSN EN 60534-2-3 Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2: Průtok. Oddíl třetí: Zkušební metody. Bylo provedeno měření na regulační armatuře VG40 PN160 firmy Armatury Group a.s. (obr. 2.1). Na Obr. 5.7 je znázorněno reálné sestavení zkušebního obvodu.

5.1 Specifikace obvodu a prvků

Měřicí obvod byl sestaven v laboratořích VŠB – Technické univerzity Ostrava. Sestavení obvodu splnilo všechny podmínky deklarované normou [15]. Pracovní látkou v obvodu je voda. Na Obr. 5.1 je znázorněno hydraulické schéma obvodu.



Obr. 5.1 Schéma zkušebního obvodu

Č.	NÁZEV PRVKU	TYP/ OZNAČENÍ	KS	VÝROBCE
1	Regulační ventil	8800-591	1	Armatury Group
2	Uzavírací ventil	PPSA 40 -PE-E	2	PCV ALFA
3	Čerpadlo	Helix V1605	1	WILO
4	Elektromotor	Q2E FC 112M2C	1	TEE
5	Frekvenční měnič	V1000 1/8 – 25 HP	1	YASKAWA
6	Snímače tlaku	3403-32-S-71.33A	1	HYDROTECHNIK
7	Průtokoměr	FN2014PFEDN50	1	ELIS PLZEŇ
8	Měřicí přípojky	1620 2103-01-33.00	2	HYDROTECHNIK
9	Příruba	PPS č. 15	3	PCV ALFA
10	Koleno	PPS č. 5	4	PCV ALFA
11	Potrubí	SDR 11 PE100	-	GASTCONTROL
12	Nádrž	50000014785	1	VŠB-TUO
13	Měřidlo kyslíku a teploty	COM 223/253	1	ENDRESS+HAUSER

Tab. 5.1 Specifikace prvků ve zkušebním obvodu

5.1.1 Prvky obvodu

Č. 1	Regulační ventil
Výrobce:	Armatury Group a.s.
Typ:	VG40 PN160 (s modifikovanou kuželkou)
Materiál	slitinová ocel kovaná (tvářená)
Max. teplota	560°C
Č. 7	Průtokoměr
Výrobce:	Elis Plzeň a.s.
Typ:	Indukční průtokoměr FLONET FN20XX.1
Velikost	DN 50
Průtok	min / max = 0,72/72 m ³ /h
Přesnost	±0,2 % pro 10 - 100 % Q _{max} ±0,5 % pro 5 - 100 % Q _{max}
Č. 6	Měřicí systém tlaku
Výrobce:	Hydrotechnik
Převodník	Multisystem 5050
Tlakový snímač:	HySense® PR 300
Měřicí rozsah	-1 až 6 bar
Signál / odezva	4 až 20 mA / 1 ms
Přesnost	±3% pro -20 ... 80 °C



Obr. 5.2 Průtokoměr [21]



Obr. 5.3 Průtokoměr [21]



Obr. 5.4 Převodník a tlakový snímač [22]

Č. 3, Č. 4		Čerpadlo
Výrobce:	Wilo	
Typ:	Helix V1605	
Jmen. průtok	16 m ³ /h	
Kmitočet	50/60 Hz	
Č. 13	Měřidlo koncentrace kyslíku a teploty	
Výrobce:	Endress+Hauser	
Převodník:	COM 223	
Čidlo:	Oxymax W COS61	
Měřicí rozsah	0mg/l ... 20mg/l; -5°C ... 60°C	



Obr. 5.5 Odstředivé čerpadlo [20]



Obr. 5.6 Převodník a otický senzor [28]



Obr. 5.7 Fotografie sestavení měřícího obvodu

5.2 Průběh měření

Prvním krokem měření je kontrola obvodu z hlediska těsnosti a bezpečnosti při zapnutí čerpadla. Jelikož obvod splňuje všechny potřebné parametry pro provedení měření, mohl jsem provést kalibraci tlakové senzorů pomocí přístroje Hydrotechnik 5050, který nám slouží jako měřicí systém pro měření tlaku. Tlakové senzory p_1, p_2 byly nastaveny tak, aby nám měřili přetlak, resp. relativní tlak.

Po kalibraci a nastavení výstupů v měřicím systému jsem zapojil tlakoměry do příslušných odběrů a provedl měření. Podmínky a postup měření jsme si uvedli v kap. 3.3.1. V mém případě budu měřit ventil na pěti zdvizích armatury a na každém zdvihu odečítat tlakový spád Δp při šesti průtokových stupních. Tyto stupně jsem reguloval pomocí frekvenčního měniče napojeného na elektromotor čerpadla (Tab. 5.1). Průtok je možno regulovat dodatečně i uzavíracím ventilem, který v mém měření zůstává plně otevřený. Pro každé jednotlivé měření byla změřena teplota vody a koncentrace rozpuštěného kyslíku v nádrži, abych mohl přesněji definovat vlastnosti kapaliny pro numerickou simulaci.

V Tab. 5.2 jsou uvedeny výsledky z měření pro zdvih 24,5mm tj. pro plně otevřený ventil, další viz příloha A. Na měřicím systému jsem odečítal tlak v barech, průtok v $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Hodnoty tlaku jsem následně přepočítal na absolutní tlak v základních jednotkách.

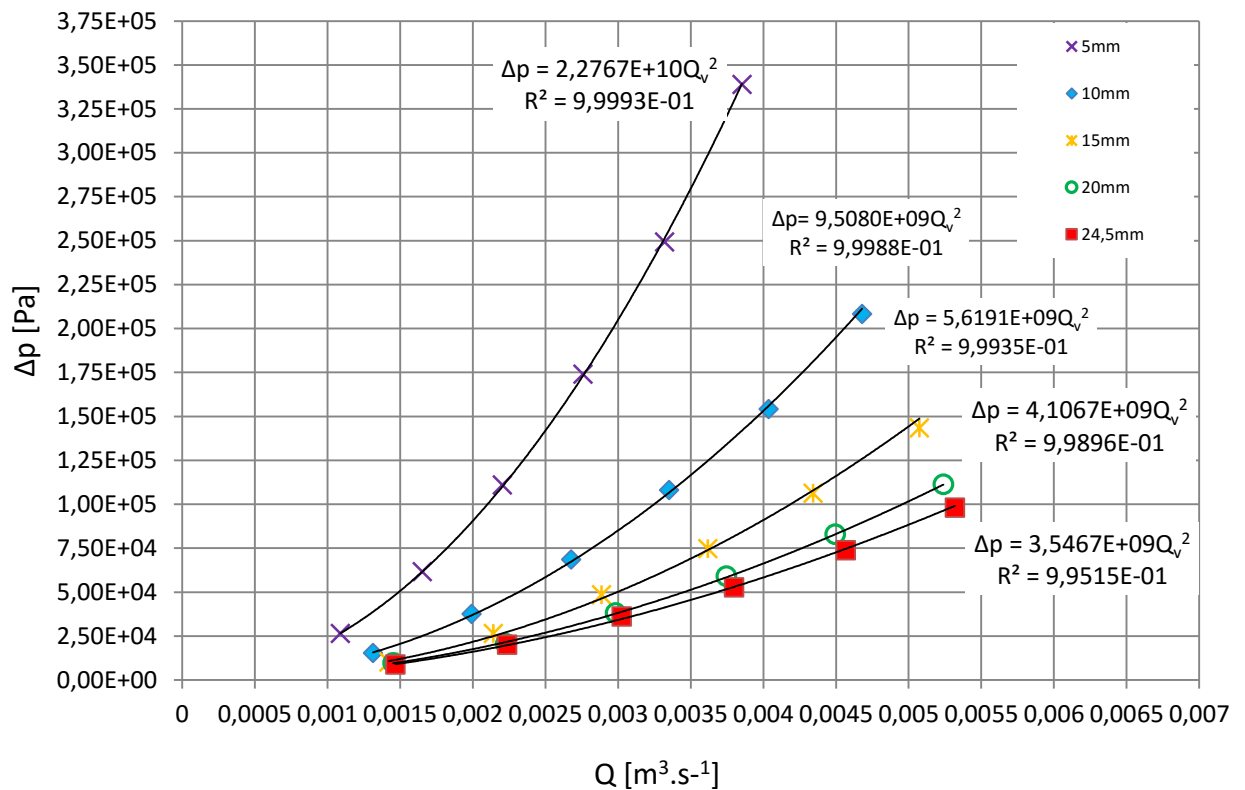
Měření č.	Zdvih	f	Q_v	p_1	p_2
[1]	[mm]	[Hz]	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}]$	[bar]	[bar]
1	24,5	10	5,28	0,033	-0,055
2		15	8,05	0,147	-0,053
3		20	10,89	0,308	-0,051
4		25	13,67	0,514	-0,011
5		30	16,44	0,767	0,031
6		35	19,15	1,058	0,081

Tab. 5.2 Naměřené hodnoty pro zdvih 24,5mm

5.3 Vyhodnocení

Jak jsem již dříve popsal, pro ventil můžeme stanovit různé pracovní a statické charakteristiky ventilu nebo závislosti jednotlivých součinitelů. Z výpočtu tlakového spádu Δp jsem odvodil průtokové charakteristiky při jednotlivých zdvizích. Ztráty tlaku jsou zde kvadraticky závislé na průtoku a platí rovnice pro turbulentní proudění (5.1).[2]

$$\Delta p = R \cdot Q_v^2 \quad (5.1)$$

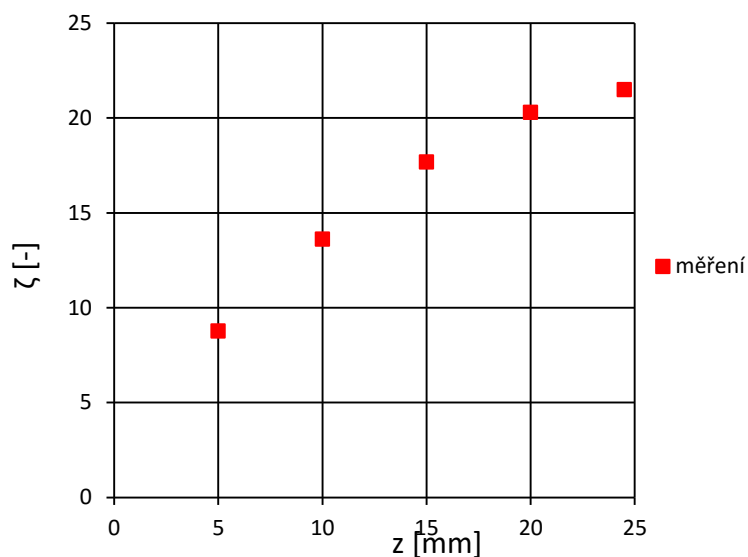


Obr. 5.8 Průtoková charakteristika

Kde R znázorňuje odporový součinitel, který můžu určit z rovnic grafu (Obr. 5.8).

Z rovnice (5.1) vyjádříme součinitel místní ztráty ventilu v podobě

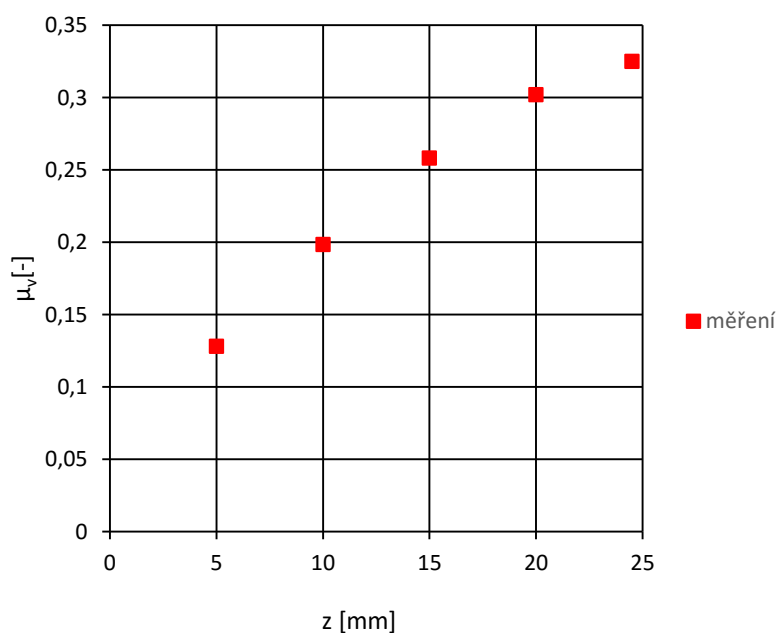
$$\zeta = \frac{2R \cdot S^2}{\rho} \quad [\text{kg.m}^{-3} ; \text{m}^2] \quad (5.2)$$



Obr. 5.9 Závislost místního odporového součinitele ζ na zdvihu kuželky z

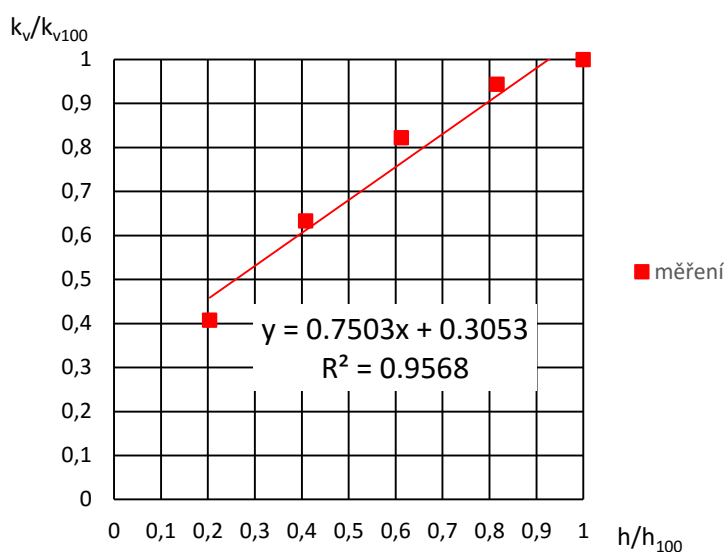
V Obr. 5.9 jsem vyhodnotil závislost odporového součinitele na zdvihu regulačního ventilu, kde je patrný pokles součinitele s rostoucím zdvihem ventilu. Obrácenou hodnotou mohu vypočíst a vyhodnotit výtokový součinitel.

$$\mu_v = \frac{1}{\sqrt{\zeta}} \quad (5.3)$$



Obr. 5.10 Závislost výtokového součinitele μ_v na zdvihu kuželky

Z průtokových součinitelů určených z rov. (2.6) můžu definovat poměrné průtokové součinitele (2.10) při jednotlivých zdvizích a následně vykreslit změřenou průtočnou charakteristiku ventilu.

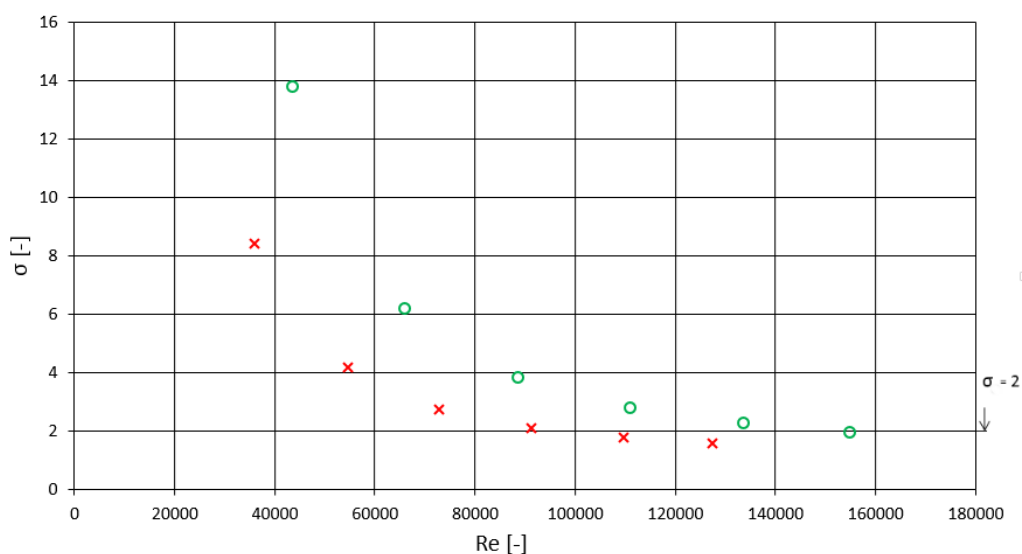


Obr. 5.11 Závislost poměrného průtokového součinitele na poměrném zdvihu

U výrobce se charakteristika ventilu popisuje jako lineární. Proložení lineární křivky jsem určil rovnicí změřené charakteristiky a definovat tak součinitele z rovnice (3.5).

$$\phi = 0,3053 + 0,7503 \cdot H \quad (5.4)$$

Pro definici hodnot kavitačního čísla byla použita rovnice (3.14) a vykreslen následující graf.

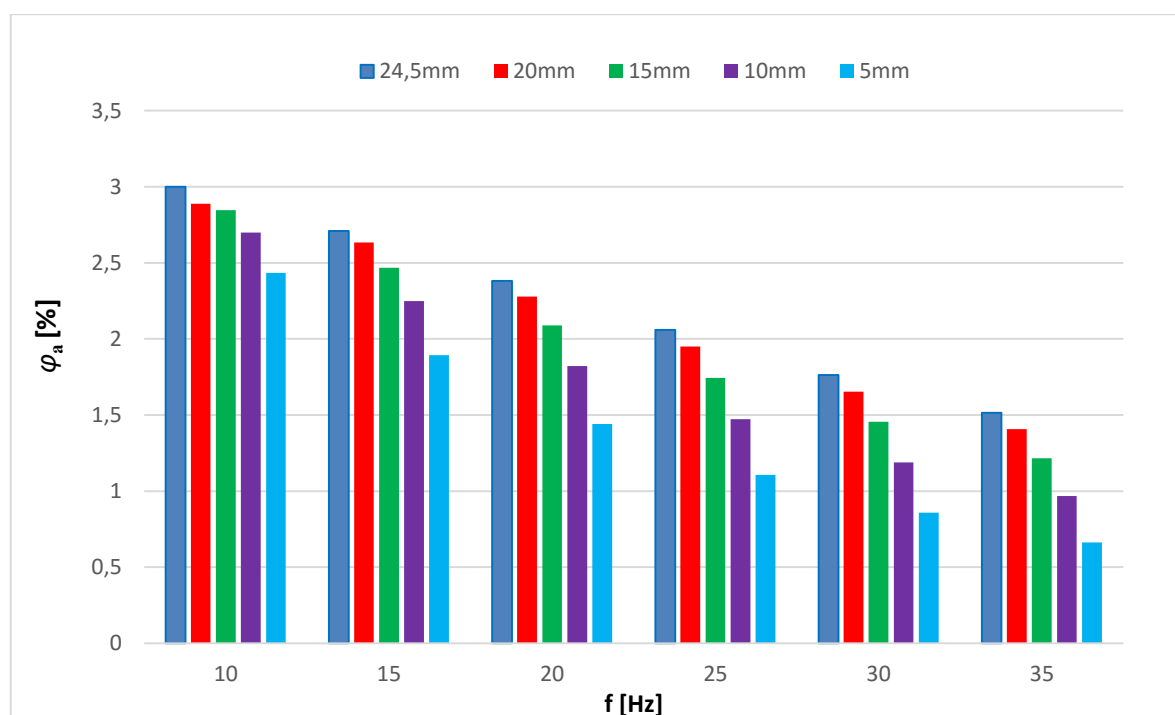


Obr. 5.12 Závislost kavitačního součinitele na Re

Z Obr. 5.12 je patrné, že při vyšších Reynoldsových číslech při zdvihu 5 a 10 milimetrů se kavitační číslo pohybuje v oblasti hodnot, kdy může nastat kavitace. V [29] byl určen kritický kavitační součinitel ventilu pro danou konstrukci $\sigma = 2$. Při této hodnotě byla zaznamenána počáteční kavitace ve ventilu.

Měření vzduchu

Pro každou změřenou koncentraci kyslíku v nádrži při atmosférickém tlaku jsem přepočtl její hustotu při změně tlaku i teplotě v dané úloze pomocí stavové rovnice. A následně přičtením dusíku jakožto součástí vzduchu jsem definoval celkový objemový zlomek vzduchu ve vodě v nádrži.



Obr. 5.13 Množství vzduchu v nádrži při měření ventilu

Ventil byl měřen postupně z polohy 24,5 mm (zcela otevřeno) do polohy 5 mm. V každé poloze od minimálního průtoku (10 Hz) na maximální průtok (35Hz). Na Obr. 5.13 lze vidět pokles množství v průběhu celého měření. Vyhodnocení bude sloužit k přesnější definici okrajových podmínek numerické simulace.

6 Sestavení výpočtového modelu

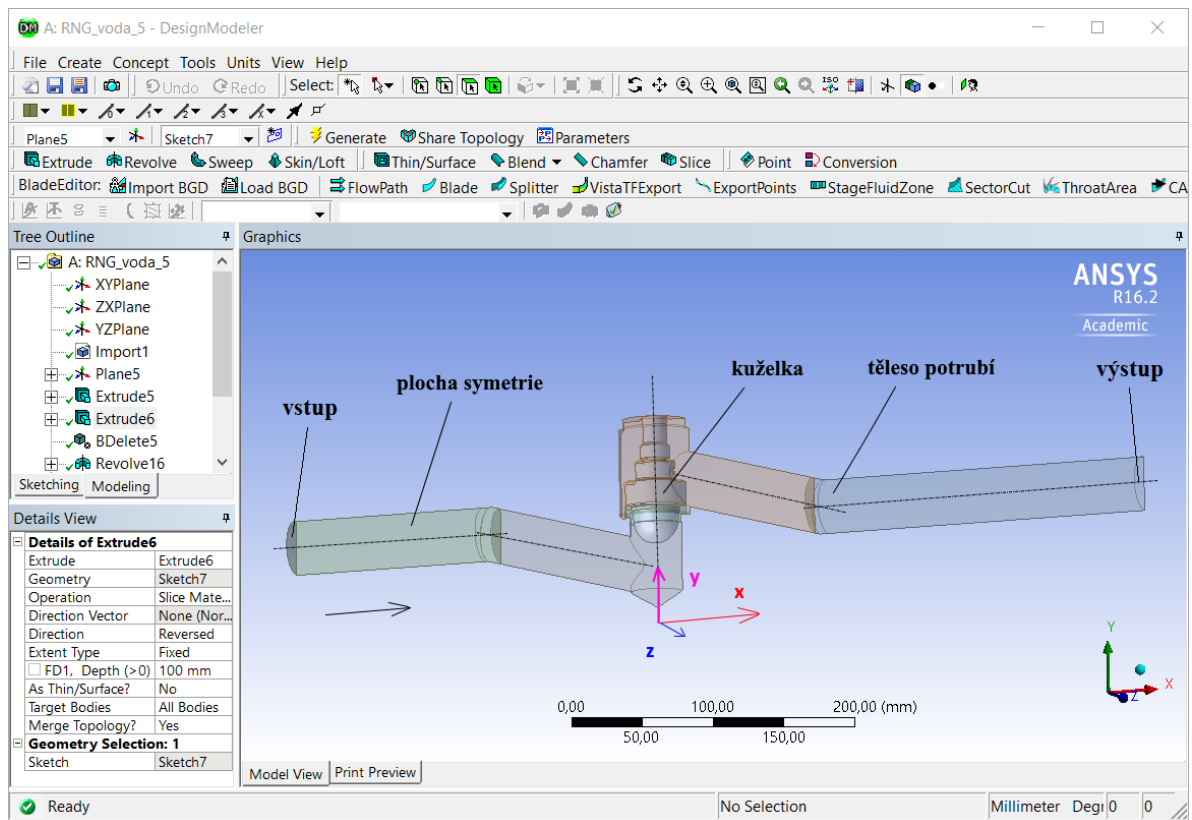
K sestavení výpočtového modelu byl použit celosvětově rozšířený program Ansys 16.2. Fluent patří do podskupiny programů ANSYS a provádí se v něm simulace pro návrh a optimalizaci vývoje produktů, jejich kontrolu, případně ověřování navržených, fungujících nebo porouchaných zařízení. V oblasti hydrauliky dovede řešit úlohy v 2D nebo 3D simulaci proudění tekutin. Úlohy modelované programem ANSYS-Fluent se zabývají laminárním a turbulentním prouděním, nestlačitelnými a stlačitelnými tekutinami. Dále poskytuje vícefázové proudění se sdílením tepla a hmoty pro kombinace fází kapalina-plyn, interakce tekutina-pevná fáze a další. Pokročilé technologie programu Ansys umožňují rychlou stavbu modelu, efektivní využití výpočetní sítě a provedení výpočtu s přesnými výsledky.

Základní postup kroků modelování a simulace v programu ANSYS-Fluent:

1. Geometrie a tvorba sítě; 2. Fyzikální model; 3. Okrajové podmínky; 4. Fyzikální vlastnosti; 5. Parametry výpočtu; 6. Výpočet; 7. Vyhodnocení a interpretace výsledků.

6.1 Tvorba geometrie v modulu Design Modeler

Geometrie modelu ventilu byla zaslána společností Armatury Group a.s. ve formě 3D modelu ve formátu *.step. Soubor zahrnoval modely všech proměřených zdvihů v symetrickém řezu (polovina modelu). Úloha se bude tedy řešit jako symetrická a proudění bude numericky modelováno pouze v jedné polovině, tím se výpočet značně urychlí, protože je zde poloviční počet buněk. Při samotném vysíťování modelů se u některých zdvihů v modulu Mesh objevil problém, který bylo třeba vyřešit úpravou zdvihu jedné z funkčních geometrií a vytvořit nové modely pro požadované zdvihy (z měření). Úprava byla provedena v softwaru Autodesk Inventor. Při úpravě geometrie došlo také ke zjednodušení v horní části ventilu, který nebyla nezbytně nutná pro výpočet a neměla žádný vliv na výsledek simulace.



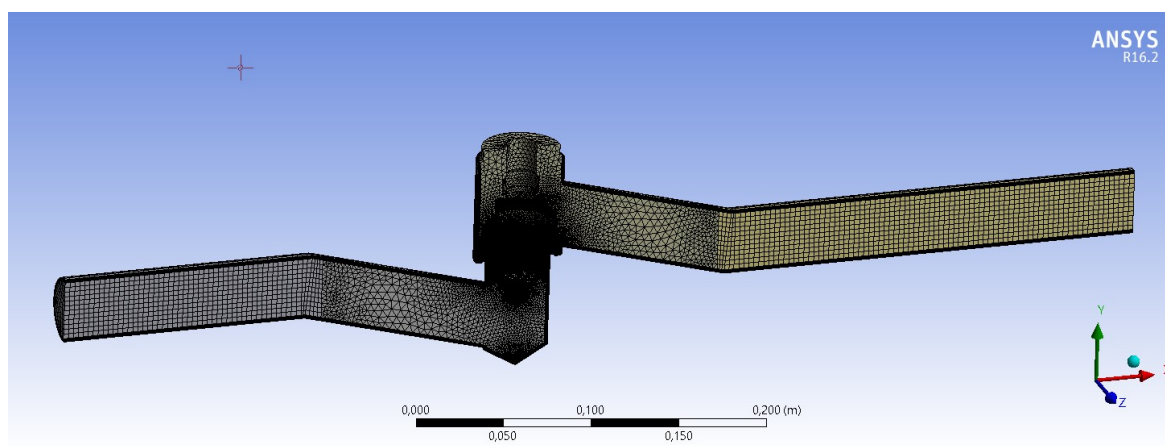
Obr. 6.1 Pracovní prostředí Design Modeleru s popisem modelu

Design Modeler umožňuje nejen import geometrii z dalších konkurenčních softwarů, ale také poskytuje tvorbu geometrie ve 2D i 3D. Program tvoří také významnou funkci pro přípravu geometrie pro modul Mesh. Například v mém modelu je třeba vytvořit plochy, které je potřeba pojmenovat z důvodu definice okrajových podmínek v programu Fluent (viz Obr. 6.1 - plocha symetrie, vstup, výstup). Vstup a výstup jsou průtočné plochy umístěné přesně jako senzory tlaku u měření a abych mohl úlohu nastavit v programu Fluent jako symetrickou, musím určit plochu symetrie.

Další přípravou geometrie je vhodné rozdělení objemů na části pomocí funkce řezů, které budou využity při tvorbě sítě. Vytvořená a rozdělená 3D geometrie ventilu obsahuje pouze vnitřní oblast, kde budu počítat pouze proudění, nikoliv však s prostupností tepla nebo fyzikálním zatížením.

6.2 Tvorba sítě v modulu Mesh

Modul Mesh je program sloužící pro tvorbu výpočtové sítě pro daný model. Lze vytvořit automatickou síť, kterou můžeme následně upravovat. Na tvorbu sítě je dnes brán velký zřetel. Je obecně známo, že kvalita sítě má zásadní vliv na průběh a hlavně na výsledky numerických výpočtů. Již v modulu Design Modeler byly čtenými řezy připraveny oblasti, které budou mít specifické parametry sítě. Především se jedná o oblast pod kuželkou, kde síť musela být nastavená tak, aby v oblasti velkých gradientů rychlostí či tlaků (Obr. 6.3) byla co největší hustota buněk. V mém případě jde o oblast pod kuželkou, kde je nejmenší průtočné mezikruží. Jelikož se výpočty se zvyšujícím počtem buněk prodlužují, snažil jsem se sestavit síť tak, aby byla dostatečně kvalitní ve všech požadovaných oblastech (pod kuželkou, u stěny) a výpočty mohly být v daném časovém úseku realizovány.



Obr. 6.2 Připravený model se sítí (5 mm)

Popis sítě u jednotlivých částí modelu

Nespecifikované části modelu se řídí tzv. Obecným nastavením sítě (Obr. 6.3), kde najdeme širokou škálu nastavení sítě, jako jsou např. síťovací metody, velikost buněk, tvar, rozložení, atd. Veškerý popis těchto nastavení se nachází v literatuře [2].

Obecné nastavení

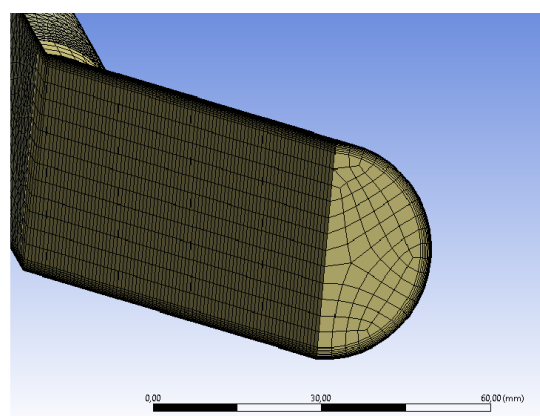
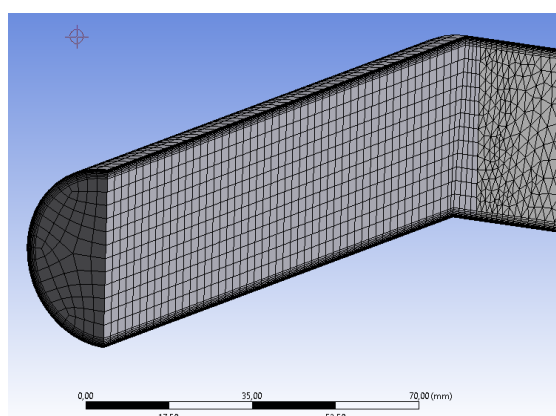
Minimální velikost buňky / Min Size	0,2 mm
Maximální velikost buňky / Max Size	3mm
Růstový faktor / Growth Rate	1,080

Připojovací potrubí

Method	Multizone
Inflation	
Počet vrstev / Number of Layers	10
Maximální tloušťka vrstvy	2 mm
Růstový faktor / Growth Rate	1,2

Details of "Mesh"	
Display	
Defaults	
Sizing	
Use Advanced Size Function	On: Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (18,0 °)
Min Size	0,20 mm
Max Face Size	3,0 mm
Max Size	3,0 mm
Growth Rate	1,080
Minimum Edge Length	0,245990 mm
Inflation	
Assembly Meshing	
Patch Conforming Options	
Patch Independent Options	
Advanced	
Deafering	
Pinch Tolerance	Default (0,180 mm)
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Deafering	On
Deafering Tolerance	Default (0,10 mm)
Statistics	
Nodes	757177
Elements	1833184
Mesh Metric	None

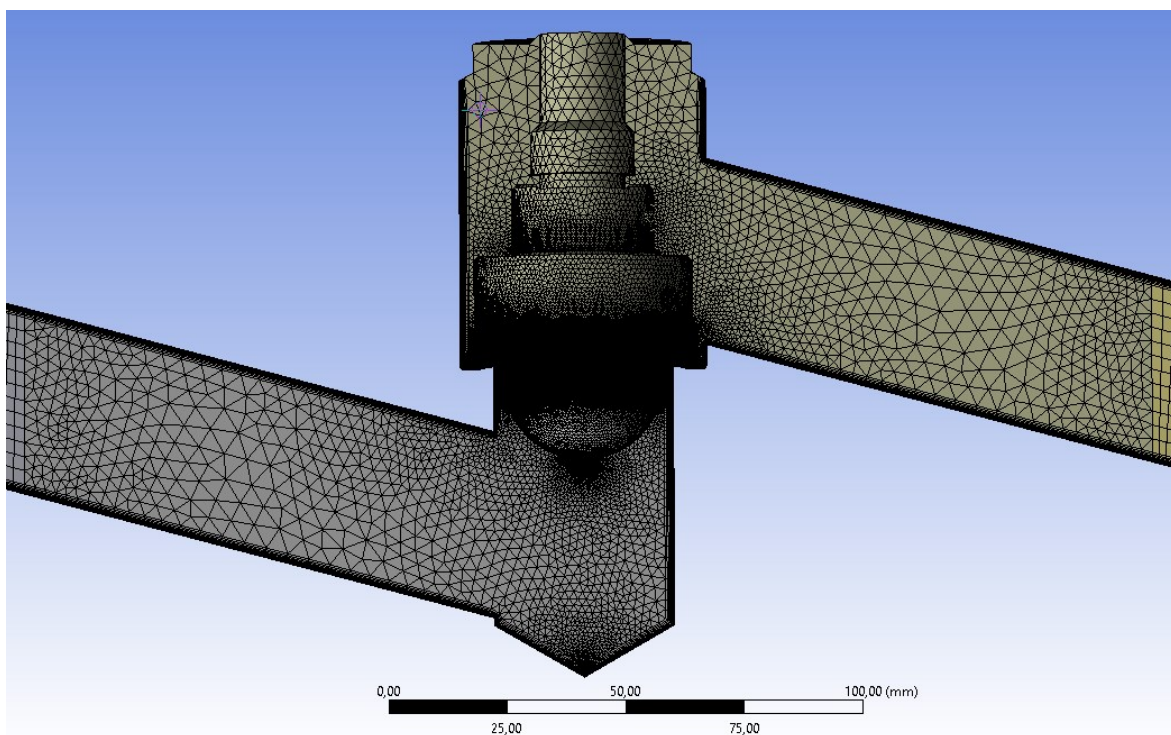
Obr. 6.3 Obecné nastavení sítě (5 mm)



Obr. 6.4 Sít' vstupní a výstupní části ventilu (5 mm)

Oblast ventilu

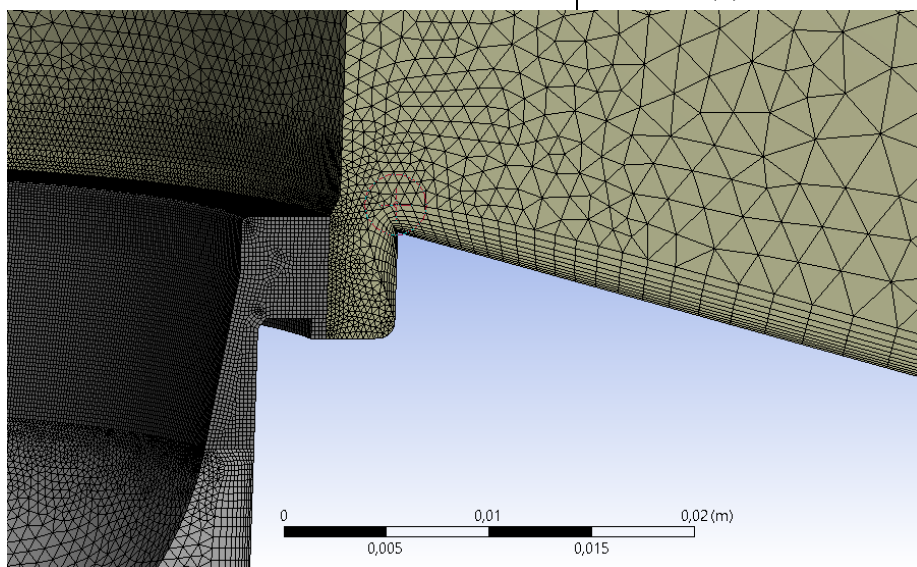
Method:	Automatic (obecné nastavení)
<u>Inflation:</u>	
Počet vrstev / Number of Layers	2 mm
Maximální tloušťka vrstvy	2 mm
Růstový faktor / Growth Rate	1,2



Obr. 6.5 Síť v oblasti ventilu (5 mm)

Oblast pod kuželkou

Body Sizing	
Typ / Type	Velikost elementu
Velikost elementu / Element Size	0,2 mm
Růstový faktor / Growth Rate	Původní (0)



Obr. 6.6 Detail zhuštěné sítě pod kuželkou (5 mm)

Obdobným způsobem jsem vytvořil síť pro všechny simulované zdvihy. V následující tabulce jsou počty vytvořených buněk v celé síti.

Zdvih [mm]	Počet buněk
5	1833184
10	1007073
15	1267239
20	2056792
24,5	1423018

Tab. 6.1 Počet buněk jednotlivých modelů

Počty buněk uvedené v Tab. 6.1 jsou způsobeny větší hustotou buněk v kritických oblastech (pod kuželkou) a u stěn, kde je požadavek od výpočtových modelů a stěnových funkcí.

6.3 Nastavení modulu Fluent

Před nastavením okrajových podmínek pro výpočet jsem zkontroloval správný přenos z modulu Mesh a to zejména jednotky a plošné okrajové podmínky (vstup, výstup, stěna = Named Selections). Úloha byla řešena jako časově závislá se zvoleným časovým krokem 0,0001s. U menších průtoků a vyšších zdvihů 0,001s. Důležité je hlavně zabezpečit stabilitu výpočtu a jeho konvergenci v každém kroku.

Jako výpočetní model jsem nastavil dvourovnicový model turbulentní model k- ϵ RNG, protože na základě hodnot Re čísla a zkušeností s modelováním proudění regulačního ventilu se ukázalo (lit. [27]), že dvourovnicový turbulentní model k- ϵ RNG s nastavením stěnové funkce „Non-equilibrium“ je pro mou aplikaci nejvhodnější.

Varianty výpočtu a definice materiálů

Znalosti mechaniky tekutin udávají, že v každé kapalině je přítomen vzduch a v případě kavitačního jevu i vodní pára. Kavitace se zde může, ale nemusí vyskytovat. Proto jsem určil tři varianty úloh následující tabulkou. [1]

A	B	C
voda	voda + vzduch	voda + vzduch (4%)

Tab. 6.2 Řešené varianty simulací

Varianta A uvažuje proudění čisté vody bez obsahu vzduchu. B varianta uvažuje proudění s vzduchem, který je přidáván na vstupu v podobě objemového zlomku vzduchu. Pro určení hmotnostního průtoku na vstupu bylo třeba určit objemový zlomek numerickým pokusem, založeném na měření hmotnostní koncentrace kyslíku a vyhodnocení uvedeném v kap. 5.3. Ve variantě C je vzduch přidán odhadem objemového zlomku z důvodu zjištění vlivu obsahu vzduchu na přesnost simulace.

Proudění jsem definoval jako vícefázové z důvodu přidání vzduchu jako dalšího proudícího média (fáze). Tyto fáze bylo třeba v modelu nadefinovat. Primární fází je voda a sekundárními jsou vzduch a pára. V tab. 6.3 je uvedeno nastavení jednotlivých fází.

	voda	pára	vzduch
Hustota [kg.m^{-3}]	998.2	0.0173	ideal-gas
Dynamická viskozita [Pa.s]	0.001003	1.34e-05	1.7894e-05

Tab. 6.3 Vlastnosti fází

Fázi v podobě vodní páry je třeba přidat z důvodu, že u některých úloh dojde k poklesu statického tlaku pod hladinu tlaku nasycených par p_v . V mém případě se jedná o vodu při naměřené průměrné teplotě $t = 22^\circ\text{C}$. Pro určenou teplotu je uveden v tabulce tlak nasycených par $p_v = 2644 \text{ Pa}$ [30]. Úlohy, které nesplňují podmínku vypočteného minimálního tlaku $p_{\min} \leq p_v$ v celé oblasti naznačují přítomnost kavitace. Tyto kavitační oblasti řeší zvolený kavitační model Schnerr-Sauer, kde jsem nastavil hranici tlaku, pod kterou bude zvolený kavitační model řešit, tedy tlak p_v . Z měření může jít o úlohy s vyššími průtoky na zdvihu 5 a 10 mm (viz Obr. 5.12), kde se kavitační číslo pohybuje

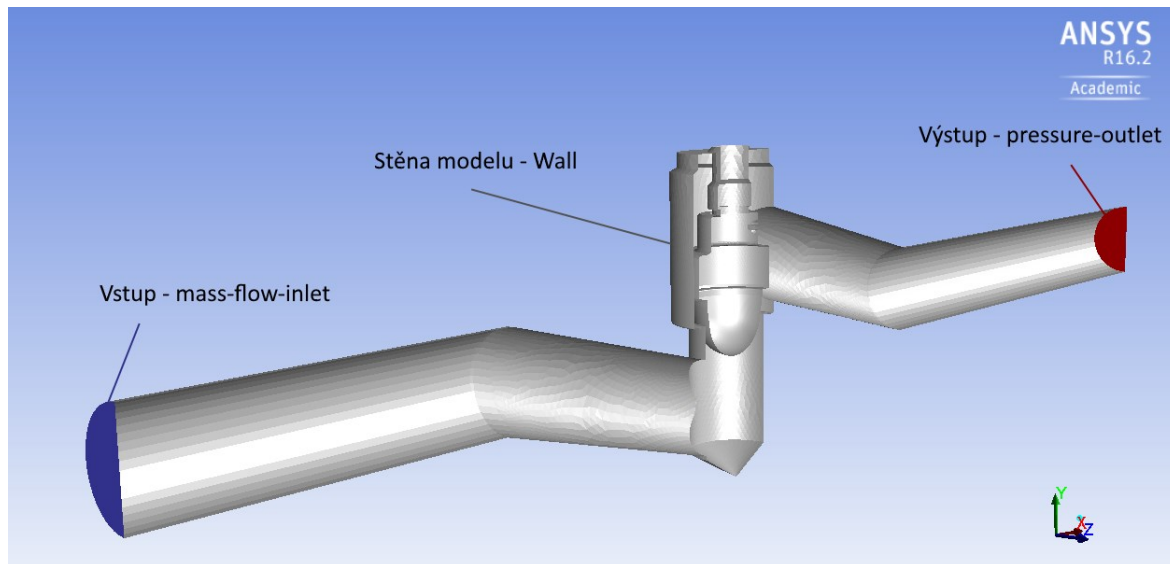
blízko hodnoty kritického kavitačního čísla σ . Úlohy, kde byl kavitační model použit, jsou označeny v příloze B zeleně a taktéž byly řešeny ve všech třech variantách.

6.3.1 Výpočet okrajových podmínek

Pro výpočet okrajových podmínek na vstup a výstupu jsem vycházel z hodnot měření průtoku Q_v a tlaku na výstupu p_2 . Jako vstupní okrajovou podmínku jsem zvolil „mass-flow-inlet“, kde se průtok zadává jako Mass flow rate, neboli hmotnostní průtok (rov. 3.14). Objemový průtok bylo třeba z měření přepočítat a zadat jako poloviční (podmínka symetrie).

$$Q_{mt} = \frac{Q_v \cdot \rho}{2} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.14)$$

Výstupní podmínka je definována jako pressure-outlet. Zde jsem zadal naměřenou hodnotu tlaku p_2 přepočítanou na tlak absolutní v pascálech. Ostatní stěny modelu jsou definovány jako „Wall“. Na Obr. 6.7 je znázorněno označení jednotlivých okrajových podmínek. Poslední je podmínka symetrie, která je dána plochou řezu. V příloze B jsou uvedeny zadané hodnoty Q_{mt} a p_2 .



Obr. 6.7 Okrajové podmínky 3D modelu

Ve variantách B a C byl vzduch přidáván také v podobě hmotnostního průtoku $[kg \cdot s^{-1}]$, hodnota vychází z určeného objemového zlomku resp. zlomku hmotnostního průtoku z celkového průtoku vody Q_v .

Hmotnostní průtok páry na vstupu jsem zadával jako nulový, protože se fyzikálně přeměňuje z vody v kavitačních oblastech. Přeměnu fáze vody na páru jsem nastavil při definování kavitačním modelem.

Kontrola výpočtu

Pro každou úlohu bylo třeba kontrolovat nejen samotnou konvergenci řešení (v každém časovém kroku), ale také například hodnotu dopočítaného tlaku $p_{l,sim}$ nebo shodnost průtoků média na vstupu a na výstupu (rovnice kontinuity). Tlak $p_{l,sim}$ byl kontrolován nastaveným monitorovacím bodem na vstupu. V úlohách B a C je třeba zároveň s tlakem kontrolovat obsah vzduchu při průchodu ventilem, pro tento účel jsem nastavil monitorovací bod pro celou oblast ventilu. U obou případů bylo nutné kontrolovat, zda se hodnota ustálila (muže i mírně kmitat). Monitorovací body lze nastavit v záložce programu Fluent „Monitors“.

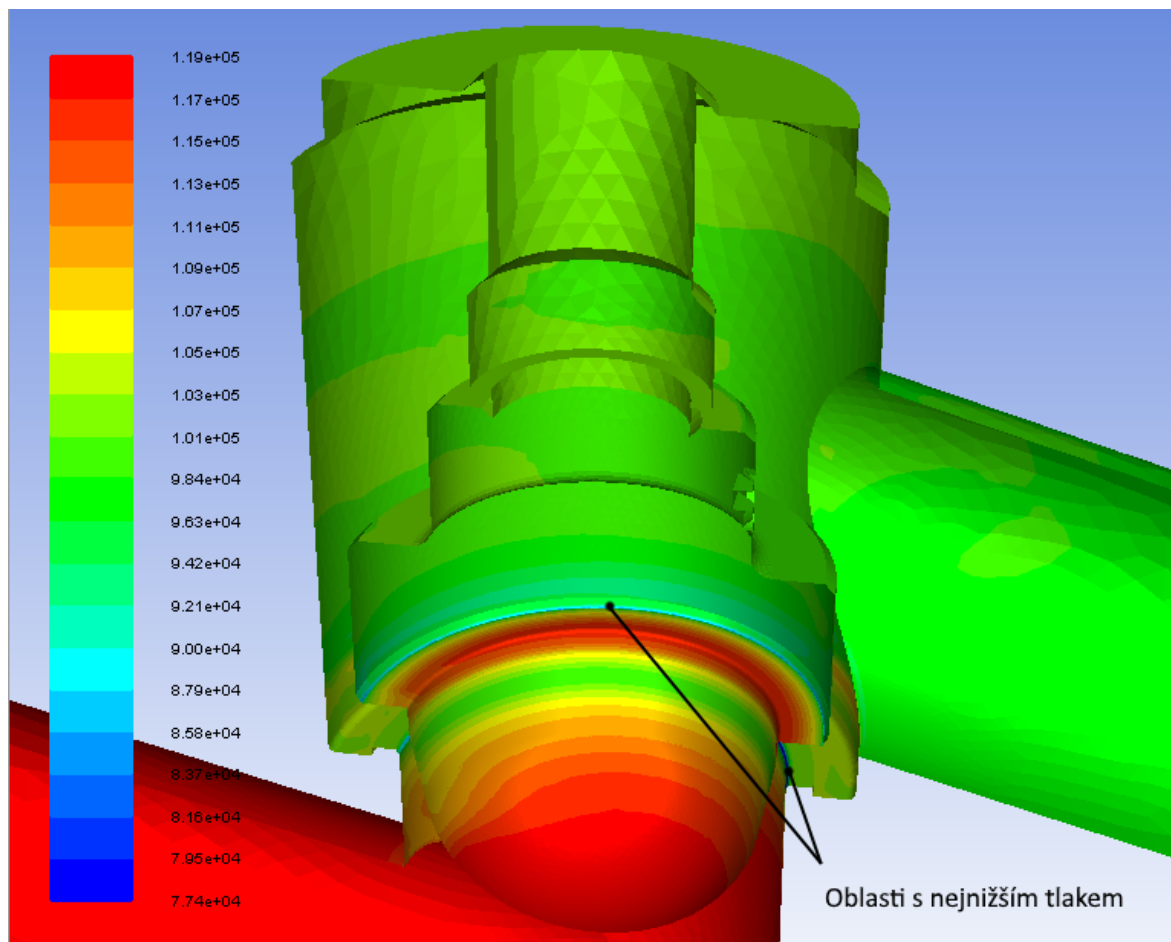
Po dokončení výpočtu jsem kontroval minimální tlak p_{min} vykreslením kontur celé oblasti, kde je tento tlak zobrazen (Obr. 6.4). Kontrolu bylo třeba provádět zejména u úloh, kde byl zaznamenán v měření možný výskyt kavitace (viz. kap. 5.3).

Důležitou součástí je také kontrola modelování v blízkosti stěny, kde v mém případě se uplatnil řešení pomocí stěnové funkce za podmínky turbulentního proudění. Obecně zde platí logaritmický předpis pro turbulentní model RNG y^+ , $y^* > 30 \div 60$.

V případě, že úloha z dané varianty splnila podmínky výpočtu. Mohl jsem považovat výpočet za dokončený.

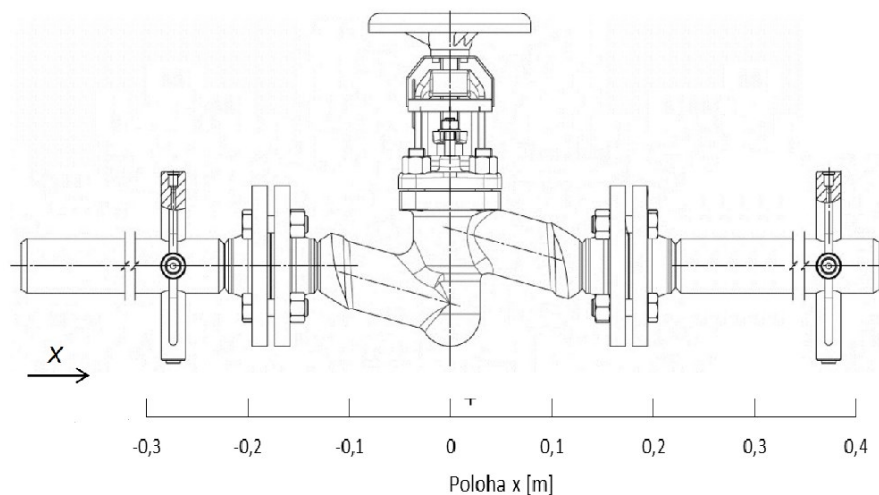
6.4 Vyhodnocení numerických simulací

Simulace jsem provedl pro všechny měřené zdvihy pro dvě varianty A, B. Varianta C byla provedena na zdvizích 5 mm a 10 mm. Pro posouzení minimálního tlaku jsem vykreslil kontury statického tlaku v celé simulované oblasti.

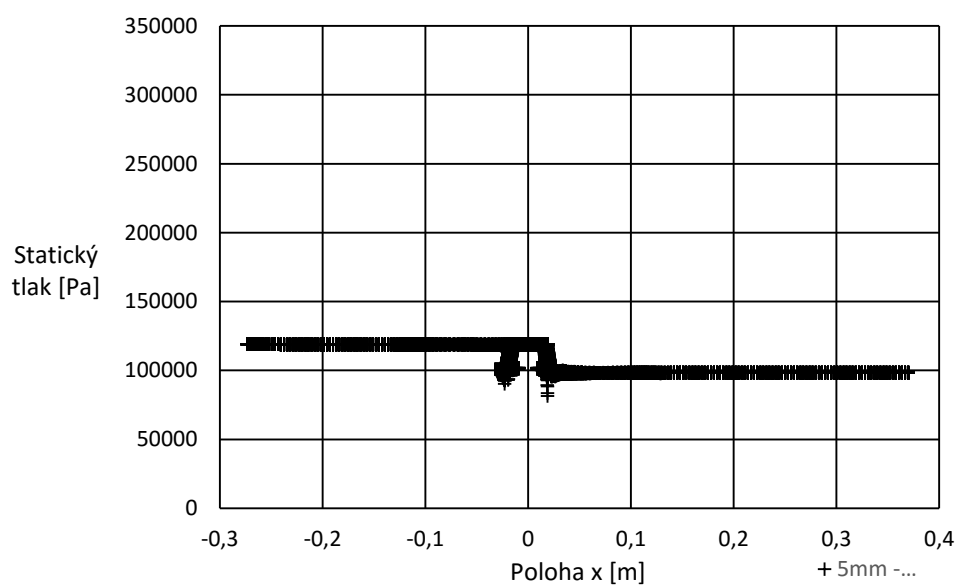


Obr. 6.4 Statický tlak (Pa) na stěnách ventilu pro $z = 5 \text{ mm}$ a 10 Hz (var. B)

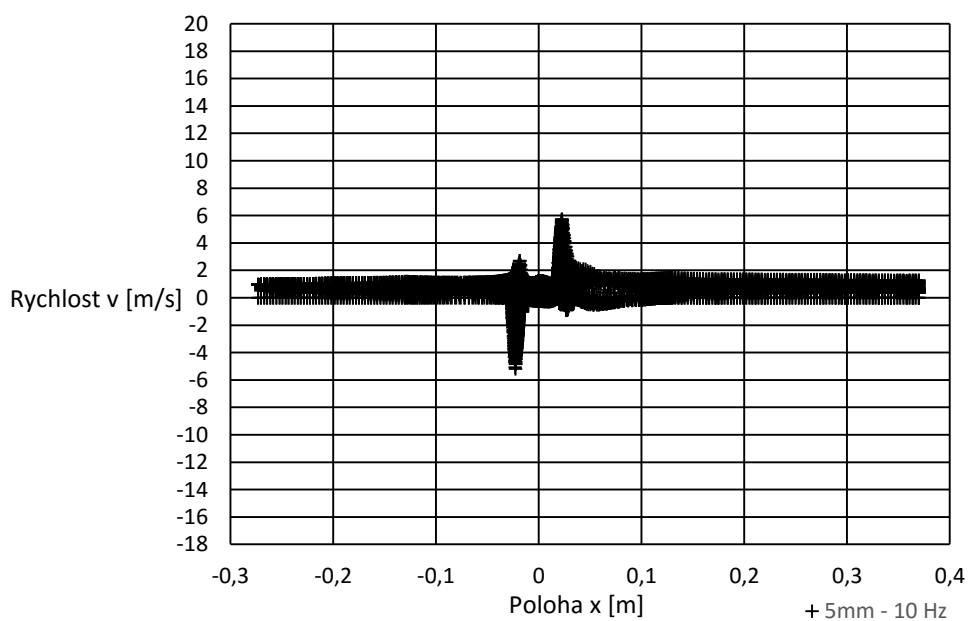
Jelikož nejmenší tlak lze očekávat neblíže u stěny, vykreslil jsem hodnoty tlaků pouze na stěně (Wall). Tlak p_{min} je na Obr. 6.4 patrný v oblastech vnitřní hrany sedla a vnější hrany kuželky. Hodnota však nedosahuje kavitačních hodnot (viz kap. 6.3.1).



Obr. 6.5 Zkušební úsek v měřítku s osou x

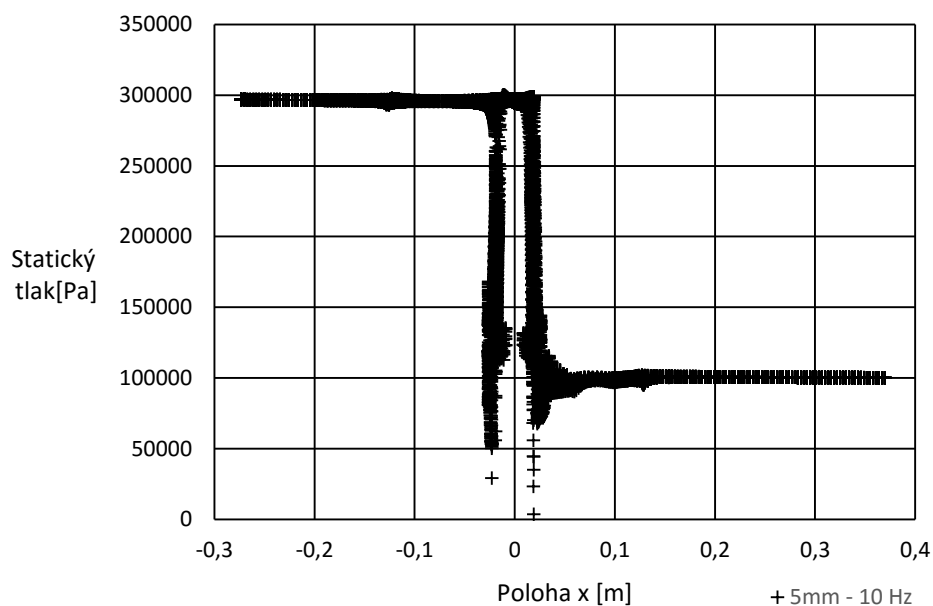


Obr. 6.6 Rozložení statického tlaku ve ventilu při $z = 5 \text{ mm}$ a 10 Hz (var. B)

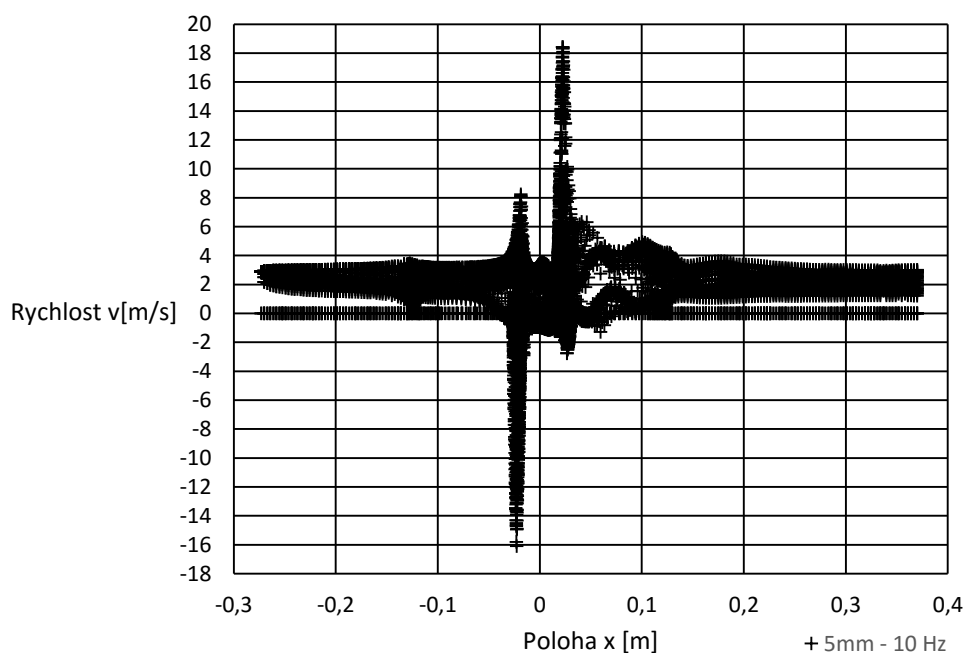


Obr. 6.7 Rozložení rychlosti ve směru X ve ventilu při $z = 5 \text{ mm}$ a 10 Hz (var. B)

Pro porovnání jsou na Obr. 6.6; 6.7; 6.8; 6.9 zobrazeny rozložení tlaku a rychlosti ve ventilu po ose x .

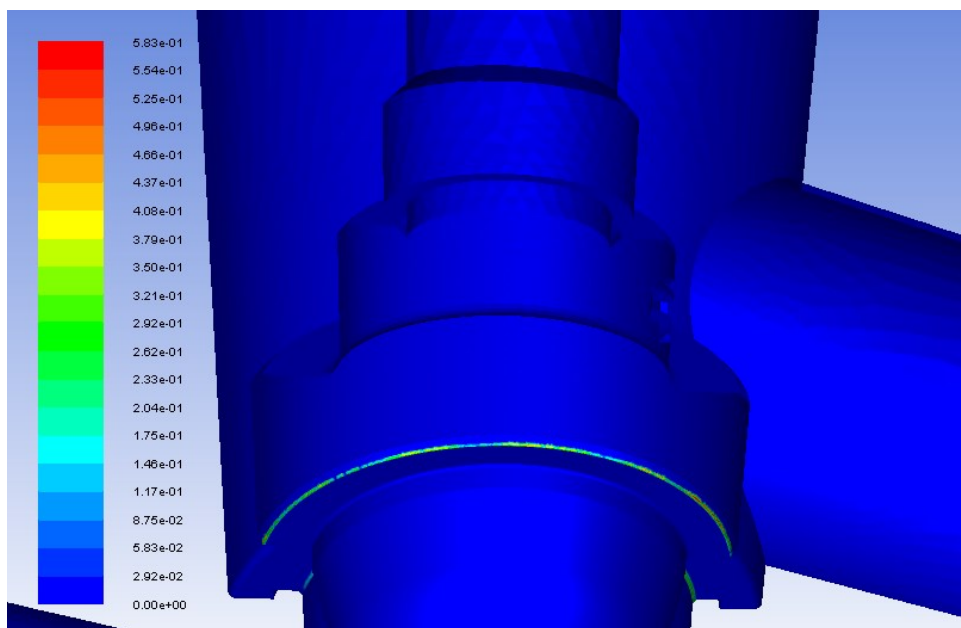


Obr. 6.8 Rozložení statického tlaku po délce x ventilu při $z = 5$ mm a 30 Hz (var. B)



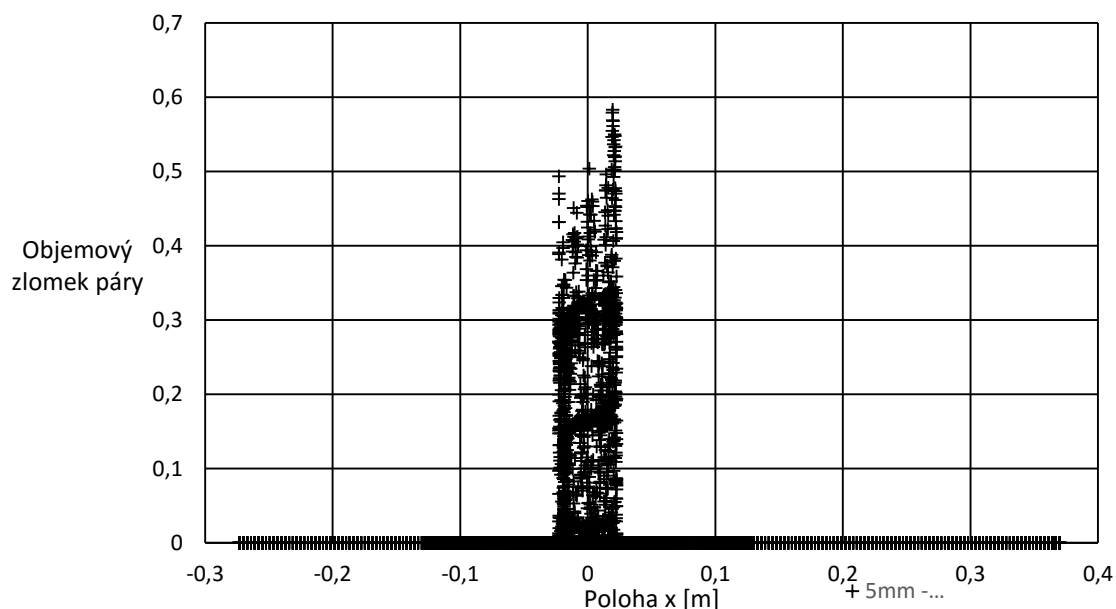
Obr. 6.9 Rozložení rychlosti ve směru x ve ventilu při $z = 5$ mm a 30 Hz (var. B)

V úloze $z = 5$ mm a 30 Hz byl zaznamenán minimální tlak nižší než hodnota tlaku nasycené vodní páry p_v . Bylo tedy nutné zapojit do výpočtu kavitační model.



Obr. 6.10 Kavitační oblasti na stěnách ($z = 5 \text{ mm}$ a 35 Hz (var. A))

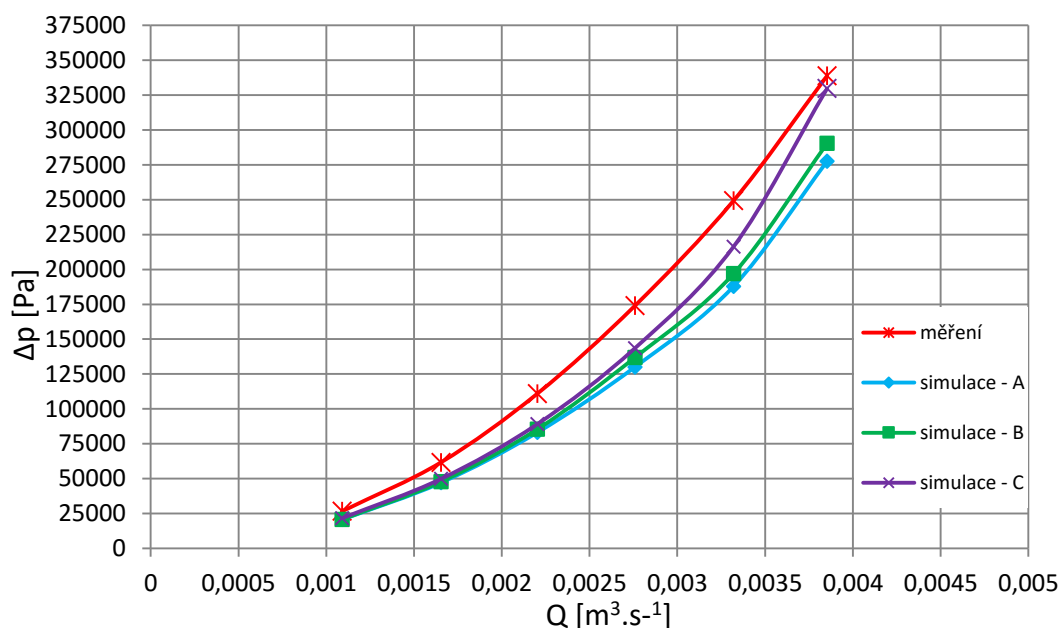
Kavitační oblasti jsem vykreslil v podobě objemového zlomku páry na stěnách ventilu (Obr. 6.10). Na základě Obr. 6.4 se potvrdilo, že největší pravděpodobnost výskytu je v oblasti s nejnižšími tlaky u stěn na hranách sedla a kuželky. Podmínku minimálního tlaku nesplnila také úloha zdvihu 5 mm při frekvenci 30 Hz a 10 mm při 35 Hz . Přítomnost kavitace taktéž dokazuje hodnota kavitačního součinitele σ .



Obr. 6.11 Objemový zlomek páry po délce x ventilu ($z = 5 \text{ mm}$ a 35 Hz (var. A))

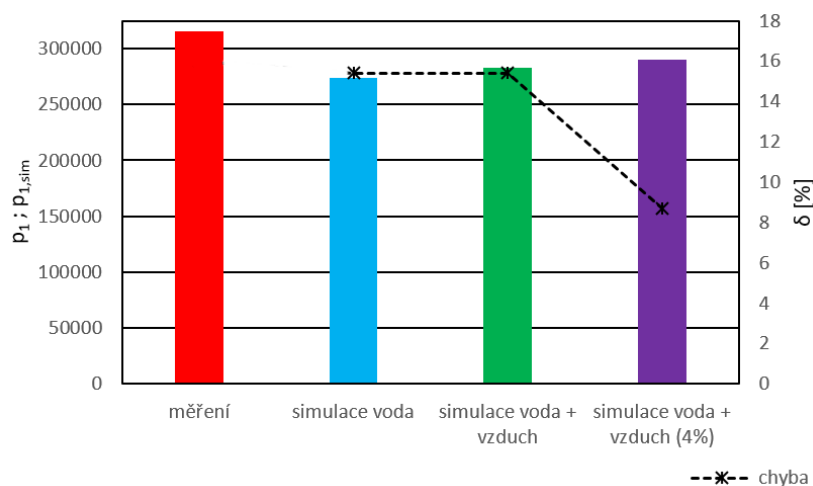
7 Porovnání numerické simulace a laboratorního měření

Jedním z hlavních cílů této práce porovnání simulace s měřením, zda lze dostatečně věrohodně simulovat proudění ve ventilu. V kapitole 6.3 byl popsán způsob definování okrajových podmínek pro výpočet. Simulace byly provedeny ve 3 variantách (viz kap. 6.3.1), kdy hodnota průtoku Q_{mt} a tlaku na výstupu $p_{2,sim}$ se zadávala podle měření a výsledkem pro porovnání byl dopočítaný tlak $p_{1,sim}$. Podle této hodnoty jsem určil přesnost shody simulace s měřením. Na Obr. 7.1 je porovnání průtokových $\Delta p = f(Q_v)$ při zdvihu 5 mm.



Obr. 7.1 Průběhy naměřených a simulovaných charakteristik

Na Obr. 7.2 lze vidět pokles chyby při uvažování média se vzduchem. Varianta simulace s obsahem vzduchu 4% vykazuje nejmenší chybu.



Obr. 7.2 Závislost vstupního tlaku pro jednotlivé varianty modelování ($z = 10mm$ a $35Hz$)

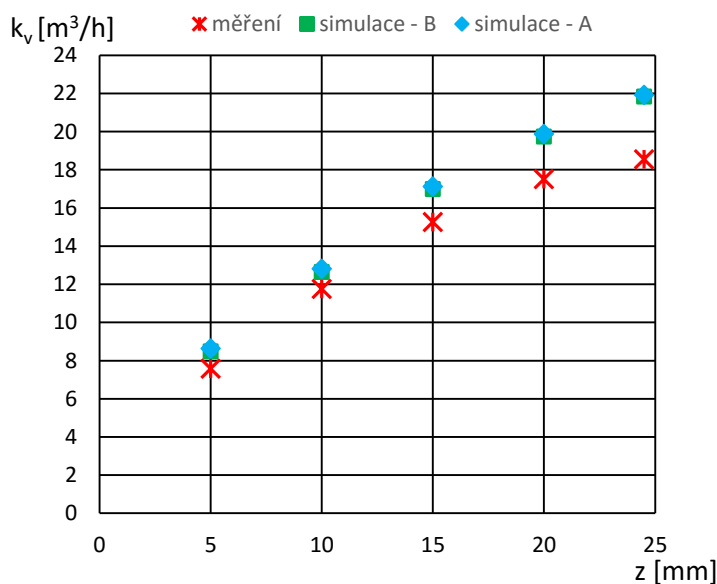
Z naměřených a nasimulovaných hodnot jsem stanovil relativní chybu simulace dle následující rovnice.

$$\delta_s = \frac{p_{labs} - p_{1,sim}}{p_{1,sim}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (7.1)$$

z	měření	Q _{mt}	p _{1abs}	p _{1,simA}	p _{1,simB}	p _{1,simC}	δ _A	δ _B	δ _C
[mm]	[1]	[kg.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[%]	[%]	[%]
5	1	0,543	125162	118934	119077	119973	5,23	5,10	4,32
	2	0,824	160423	145222	145975	147977	10,46	9,89	8,41
	3	1,099	210275	181339	183693	187328	15,95	14,47	12,24
	4	1,376	274211	228535	229810	242031	19,98	19,32	13,29
	5	1,656	351724	287821	296905	316234	22,20	18,46	11,22
	6	1,922	443626	378983	391760	389449	17,05	13,23	13,91

Tab. 7.1 Srovnání dopočítaných tlaků p_{1sim} s naměřeným tlakem p_1 pro zdvih 5 mm

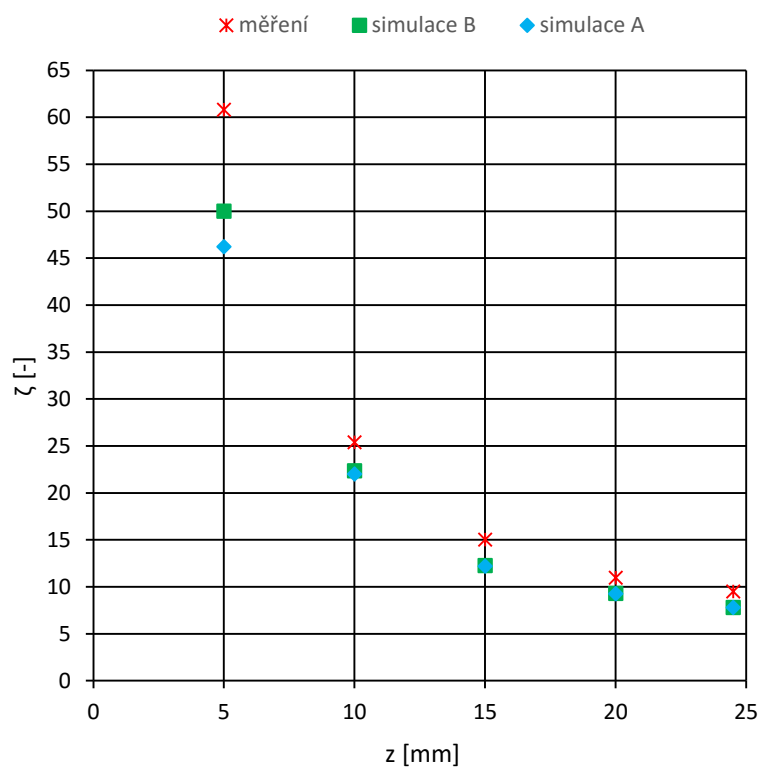
Z tabulky je patrný růst relativní chyby s rostoucím vstupním průtokem. Avšak je třeba brát v úvahu přesnost laboratorního měření, které se projeví na nepřesnosti definování okrajových podmínek výpočtu. Uvedená přesnost dle normy je $\pm 5 \%$. Následně se na chybě může podílet vhodnost samotného modelu a to hlavně pro úlohy s menšími Reynoldsovými čísly (viz příloha A), kde v oblastech mimo okolí kuželky se může jednat pouze o přechodovou oblast mezi laminárním a turbulentním prouděním. Model k-ε RNG totiž předpokládá plně vyvinuté turbulentní proudění. Kompletní tabulka zaznamenaných hodnot z numerické simulace je uvedena v příloze B.



Obr. 7.3 Srovnání průtokových součinitelů k_v

z	k_v	$k_{v,simA}$	$k_{v,simB}$	$k_{v,simC}$	δ_A	δ_B	δ_C
[mm]	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	[%]	[%]	[%]
24,5	18,54	21,90	21,43	-	15,33	13,46	-
20	17,51	19,86	19,73	-	11,85	11,27	-
15	15,25	17,12	16,97	-	10,88	10,13	-
10	11,74	12,80	12,63	12,38	8,26	7,03	5,16
5	7,56	8,62	8,48	8,21	12,26	10,83	7,90

Tab. 7.2 Relativní chyba průtokových součinitelů simulace a měření



Obr. 7.3 Srovnání odporových součinitelů ζ

Hodnoty odporových součinitelů jsou na Obr. 7.3 značně odlišné. Chyba zde narůstá ještě více, protože hodnota odporového součinitele závisí na přesnosti simulovaného tlakového spádu Δp_{min} .

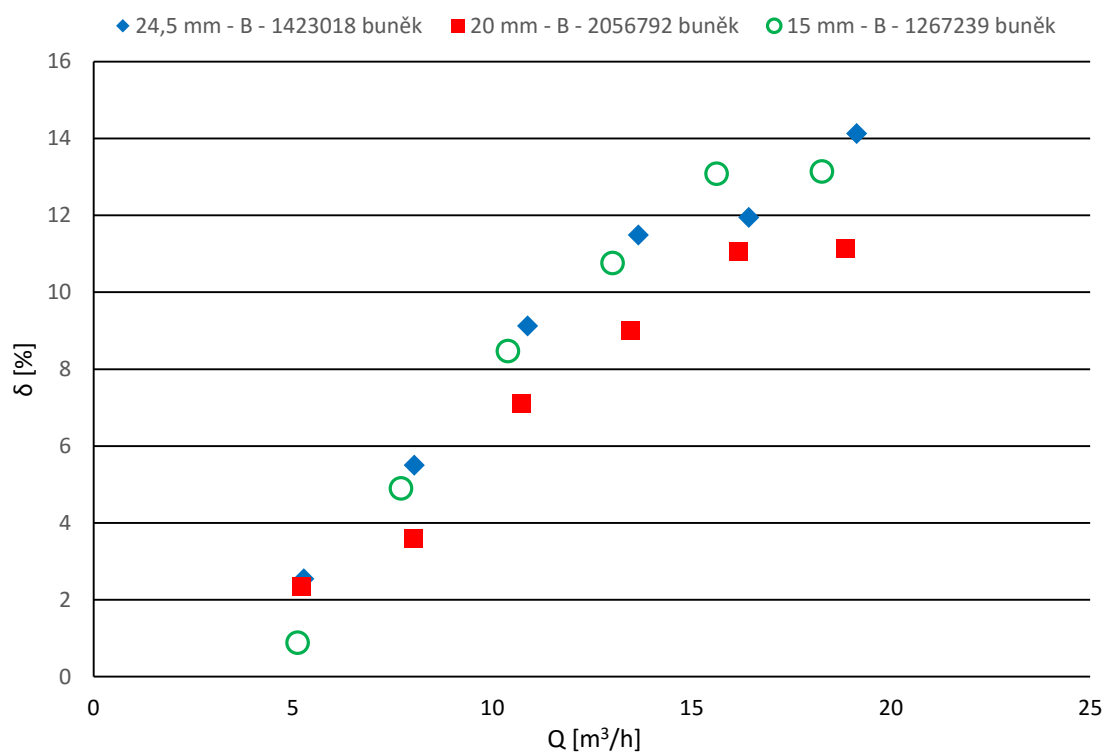
Vliv kvality sítě na přesnost výsledků

Tab. 7.1 znázorňuje růst relativní chyby s rostoucím průtokem, ale také je nutné posoudit tuto chybu z hlediska kvality sítě. V mém případě jsem vymodeloval síť tak, aby každá měla nepatrně odlišnou formu úpravy, jako například zjemnění v důležitých oblastech v podobě změny růstového faktoru (Growth rate), případně minimální a maximální velikosti buňky (viz kap. 6.2).

z	počet buněk	Q_v	δ_A	δ_B	δ_A	δ_B
[mm]	[1]	[m ³ /h]	[%]	[%]	[%]	[%]
24,5	1423018	5,28	2,56	2,55	9,36	9,13
		8,05	5,56	5,51		
		10,89	9,26	9,13		
		13,67	11,67	11,49		
		16,44	12,28	11,95		
		19,15	14,81	14,14		
20	2056792	5,23	2,35	2,35	7,92	7,38
		8,02	3,64	3,59		
		10,74	7,27	7,10		
		13,48	9,37	9,02		
		16,18	11,58	11,06		
		18,86	13,33	11,15		
15	1267239	5,12	0,92	0,89	9,27	8,55
		7,71	5,19	4,91		
		10,39	8,78	8,48		
		13,02	11,32	10,77		
		15,63	14,27	13,10		
		18,27	15,12	13,16		

Tab. 7.3 Srovnání vlivu kvality sítě na přesnost simulace

Je vidět, že vymodelovaná síť zdvihu $z = 20$ mm dosahovala v simulacích nejlepších výsledků dopočítaného tlaku Δp_{sim} . Pro lepší přehled byla vypočtena průměrná hodnota chyby simulací na jednotlivých zdvizích $\delta_{A,avg}$, $\delta_{B,avg}$, kde nacházím zlepšení o více než 1%. Znatelně je vliv vidět na úlohách s vyššími průtoky.



Obr. 7.4 závislost relativní chyby simulace na průtoku

Závěr

V této práci byla provedena experimentální měření a matematické simulace v regulačním ventilu VG40 PN160 od výrobce ARMATURY GROUP a.s. Laboratorní měření bylo provedeno podle normy ČSN EN 60534-2-3, jehož cílem bylo stanovení statických charakteristik ventilu.

Následovala matematická simulace, která zahrnovala úpravou geometrie, vytvoření sítě pro jednotlivé zdvihy kuželky a matematických simulací v definovaných variantách. Výsledky simulací byly podrobeny analýze pro hlavní výstup této práce v podobě porovnání statických charakteristik získaných z experimentálního měření a matematických simulací pro regulační ventil VG40.

Teorie je rozdělena na dvě části. V první části jsem zpracoval popis regulačních ventilů, určil základní výpočtové vztahy a popsal podrobně jejich statické charakteristiky. Na základě této části jsem stanovil metodiku měření statických charakteristik, která je definovaná mezinárodní normou IEC 60534-2-3. Dále jsem určil metodiku měření a vyhodnocení kavitace (IEC 60534-8-2 a ISA- RP75.23), která patří mezi hlavní řešené problematiky regulačních ventilů.

V druhé části se zabývám matematickými modely turbulence, kde popisují existující metody a jejich rozdělení. Blíže je zde definována metoda, kterou jsem zvolil z doporučení literatury ve svém výpočtovém modelu.

S využitím metodik jsem provedl laboratorní měření na sestaveném experimentálním zařízení pro daný regulační ventil. Tento ventil jsem proměřil na pěti zdvích kuželky, kdy na každém zdvihu bylo nastaveno šest různých průtoků (viz kap. 5.2). Provedené měření dle normy ČSN EN 60534-2-3, může být zatíženo chybou až $\pm 5\%$, kterou převážně zahrnuje chyba v odměřování tlaku a průtoku. Specifikace měřidel (kap. 5.1.1) udává u tlakoměru možnou odchylku hodnot $\pm 3\%$ a u průtokoměru $0,5\%$. Na celkové chybě měření se také podílí ustavení kuželky, u které by zdvih měl být ustaven s přesností $\pm 0,5\%$ jmenovitého zdvihu. Na všechny odchylky je třeba brát zřetel ve vyhodnocení (kap. 5.3), ve kterém jsem stanovil průtokovou $\Delta p=f(Q)$ charakteristiku, vypočetl průtokové součinitele a určil rovnici lineární charakteristiky.

Pro provedení simulací jsem v praktické části sestavil výpočtové modely regulačního ventilu s totožnými zdvihy jako u měření. Zvolená úprava geometrie a způsob vysítování se nachází v kap. 6.1 a 6.2. V programu FLUENT byly řešeny 3D symetrické úlohy s použitím výpočetního modelu k- ϵ RNG. V případě úloh s kavitací byl použit model Schnerr-Sauer. Okrajové podmínky jsou uvedeny v kap. 6.3.2. Na výsledcích simulace byla zaznamenána přítomnost kavitace na třech úlohách (viz. kap. 6.4)

Z porovnání výsledků vyplývá hned několik zjištění a případných doporučení pro následující numerické simulace. Pro řešení 3D simulace jsem připravil výpočetní síť, jejichž počet buněk, způsobil velkou časovou náročnost výpočtu jednotlivých úloh.

Nepřesnost v simulacích je v porovnání s měřením především dána možnou chybou měření, která se dále projeví při definování okrajových podmínek v matematických simulacích a následně v jejich výsledcích. Pokud bych se zaměřil čistě jen na výsledky simulace, tak všechny byly provedeny v pořádku a jejich výsledky považuji za dostatečně věrohodné pro porovnání nebo pro přehled o stavu proudění u každé úlohy.

Nyní je třeba posoudit přesnost simulací, na čem závisí a jak jsem postupoval, abych dosáhl lepších výsledků. Přesnost simulace zpravidla vychází hlavně z kvality sítě, která je dána velikostí buněk a dostatečného počtu buněk v kritické oblasti (pod kuželkou, u stěny). V simulaci se totiž potvrdila její významná role. Například vymodelovaná síť na modelu se zdvihem 20 mm měla nejjemnější síť (2 miliony buněk) a taktéž dosahovala největší shody dopočítaných tlaků. V porovnání se sítí na modelu 24,5 mm (1,4 milionu buněk) byla odchylka v řádu 1% napříč měřenými průtoky.

Dalším zjištěním je nárůst relativní chyby v přímé úměře s průtokem nepřímé se zdvihem kuželky. Oba případy jsou z části zapříčiněny zvyšujícím se gradientem rychlosti v kritické oblasti pod kuželkou (v nejužším místě průtoku), kdy je požadavek na velmi jemnou síť.

Jelikož se výsledky z matematické simulace do jisté míry neshodovaly s experimentem, bylo mým cílem upravit vícefázový matematický model přidáním další fází do modelu za účelem dosažení přesnějších výsledků. Jednalo se o fázi vzduchu, kterou jsem definoval v prvním případě na základě laboratorního měření vzduchu a jeho přepočtu, v druhém případě jsem pro porovnání určil vzduch numerickým odhadem. To bylo také hlavním předmětem porovnávání numerických simulací. Řešeny byly 3 varianty A, B, C, kdy u první varianty se uvažovala čistá voda bez vzduchu, a další dvě varianty obsahovaly vzduch, který

byl zadáván numerickými pokusy, protože lze jen těžko definovat jeho přesné množství. U varianty B a C jsem zaznamenal značné zlepšení relativní chyby dopočítaného tlaku p_{lsim} simulace, hlavně u nižších zdvihů (5 a 10 mm). U vyšších zdvihů a menších průtoků měl uvažovaný vzduch ve výpočtu jen nepatrný vliv. Avšak kapalina neobsahuje jen vzduch, ale také mechanické nečistoty v podobě prachových částic, rzi podílející se na nepřesnosti definice proudícího média.

Pro úlohy, kde byla zaznamenána přítomnost kavitace byla přidána fáze vodní páry a zapojen kavitační model Schnerr-Sauer (viz. kap. 6.3.1). Řešené úlohy byly také ve 3 variantách výpočtu. V příloze B jsou označeny zeleně.

Všechny výše zmíněné nepřesnosti se určitě z části podílí na rozdílech průtočných charakteristik a součinitelů, ale i přesto z porovnání výsledků simulací a měření lze vidět, (viz příloha B), že se nepřesnosti pohybují v odchylce, která je přijatelná. Tímto považuji všechny body zadání za splněné.

Tato práce ukazuje především směry, kterými lze dosáhnout přesných simulací proudění, na jejichž základě můžeme například ověřit vhodnost návrhu regulačního ventilu pro danou funkci a také nám dává možnost detekovat nebo vyloučit působení kavitačního jevu.

Použitá literatura

- [1] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-04-12]. ISBN 978-80-248-1508-4.
Dostupné z:< <http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>>
- [2] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury. Teorie a praxe*. SNTL, 1975.
- [3] KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX. *Ostrava: VŠB-TUO*, 2008.
- [4] CIOFALO, M. Large Eddy Simulation of Turbulent Flows with Heat. *A State of the Art Review. Palermo: Dipartimento di Ingegneria Nucleare-Universita di Palermo*, 1993, 95 p.
- [5] ANSYS Academic Research, Release 16.2 [Computer software]. (2015).
- [6] *Flowserve – Cavitation Control*. Printed in USA: Flowserve, 2009. 20s. FCD FCENBR0068-01 [online], [cit. 2014-03-06]. Dostupné z:
<<https://www.flowserve.com/files/Files/Literature/ProductLiterature/FlowControl/Flowserve/FCENBR0068-00.pdf>>
- [7] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních. 1. vyd.* Praha: SNTL, 1989, 333 s. ISBN 80-030-0206-0.
- [8] PALMERTZ, Hans. *Valve handbook: theory and practice*. Stockholm: [Liber utbildning], 1993. ISBN 9163406314.
- [9] *Diagnostika kavitace* [online]. [cit. 2016-01-12] ansys
Dostupné z:<<http://www.odbornecasopisy.cz/res/pdf/37920.pdf>>
- [10] MIKULA, J. a kol., *Potrubí a armatury*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1974, 585s
- [11] SKOUSEN, Philip L. *Valve handbook*. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 2011. ISBN 978-0-07-174389-1.
- [12] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Kavitace v hydraulických strojích a zařízeních*. Praha: SNTL, 1990. ISBN 8003002060.
- [13] KOLEKTIV. *Regulačné armatury 6. Upravené a doplněné vydanie*. Česká Třebová: LDM spol. s r.o., 2006. 168s.
Dostupné z:< <http://www.ldm.sk/Zbornik/Zbornik-LDM-2014.pdf>>

- [14] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02808-9.
- [15] ČSN EN 60534-2-3 *Regulační armatury pro průmyslové procesy – Část 2-3: Průtok – Zkušební postupy*. Praha: Český normalizační institut, 1999. 26s.
- [16] IEC 60534-1 *Industrial-process control valves - Part 1: Control valve terminology and general considerations*. International Electrotechnical Commission, 1987
- [17] ROTH, K.; STARES, J. A. Avoid control valve application problems with physics-based models. *Hydrocarbon Processing*, 2001, 80.8: 37-48.
- [18] ISA SA- RP75.23 *Considerations for evaluating control valve cavitation*. Research Triangle Park, N.C: Instrument Society of America, 1995. ISBN 1556175728.
- [19] TULLIS, J. Paul. *Cavitation guide for control valves*. Nuclear Regulatory Commission, Washington, DC (United States). Div. of Engineering; Tullis Engineering Consultants, Logan, UT (United States), 1993.
- [20] wilo.cz [online]. [cit.2016-04-05]. Dostupný z:
<<http://productfinder.wilo.com/index.php?page=product&cat=c0000003b0000565200020023&pid=c0000003b0000565200020023&lcc=cz&lcd=cs&tab=1>>
- [21] kapka-vodomery.cz [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupný z:
<<http://www.kapka-vodomery.cz/e-shop/vodomery/indukcni-prutokomery/elis-flonet-fn20xx-1>>
- [22] hydrotechnik.com [online]. [cit. 2016-04-05].
Dostupný z: <http://www.hydrotechnik.com/english/PR310_DSEN.pdf>
- [23] hydrotechnik.com [online]. [cit.2016-04-05]. Dostupný z:
< <http://www.hydrotechnik.com/en-us/products/instruments/multisystem/>>
- [24] *Meshing User's Guide* [online]. [cit.2016-15-02] ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 15.0. (2013). Dostupný z:
<http://148.204.81.206/Ansys/150/ANSYS%20Meshing%20Users%20Guide.pdf>
- [25] fm.tul.cz [online]. [cit.2016-04-05]. Dostupný z:
<<http://www.fm.tul.cz/esf0247/index.php?download=823>>
- [26] rekayasalistrik.wordpress.com [online]. [cit.2016-03-02]. Dostupný z:
< <https://rekayasalistrik.wordpress.com/2015/07/19/mengenal-jenis-jenis-valve/>>
- [27] SOUMAR, Miroslav., *Modelování proudění v armatuře*, diplomová práce VŠB-TUO, 2014

- [28] Enress+Hauser, [online]. 2010 [cit. 2016-05-01]. Dostupný z:
<www.cz.endress.com/>
- [29] JABLONSKÁ, Jana; KOZUBKOVÁ, Milada. Diagnostics of Resistance Coefficients and Cavitation of Flow Control Valve. In: *Applied Mechanics and Materials*. 2015. p. 980-987.
- [30] HAAR, Lester; GALLAGHER, John; KELL, George; *NBR/NRC Steam Tables*. V New Yorku: Hemisphere Publishing Corp, 1984. 400s. ISBN 0-89116-353-0

SEZNAM PŘÍLOH

- A) *Tabulka naměřených hodnot a výpočtů*
- B) *Tabulka nasimulovaných hodnot a výpočtů*
- C) *Souhrnné průtokové charakteristiky ventilu*
- D) *Průtokové charakteristiky jednotlivých zdvihů*